

E 4524/1

BULETINUL

UNIVERSITATII
DIN BRASOV

MECANICA APLICATA
Seria A
CONSTRUCTII DE MASINI

Vol. XXI-A • 1979



BULETINUL UNIVERSITATII DIN BRASOV

CONTINUTUL DE BUCURĂRI

SERIA A

• Mecanică aplicată

Vol. XXI-A-1979

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing. Florea Duduță (președinte),
prof.em.dr.ing.Victor Hoffmann (vicepreședinte), conf.dr.ing.Pilofteia Negruțiu,
prof.dr.ing.Vasile Vulcu, conf.dr.ing .
Lidia Benche, prof.dr.ing.Ioan Drăghici,
prof.dr.ing.Giusepe Munteanu, prof.dr.
ing.Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Victor Benche, prof.dr.ing.Gheorghe Bobeș, conf.dr.ing.Sergiu Chiriacescu, prof.dr.
ing.Ioan Drăghici (redactor șef), conf.dr.ing.Ioan
Goia, conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf.dr.ing.Mircea
Ivan, conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor șef adjunct),
prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, prof.dr.ing.Virgil
Olariu, conf.dr.ing.Simion Popescu, conf.dr. ing.
Gheorghe Secară, prof.dr.ing.Wilibald Szabo, prof.
dr.ing.Petre Tudoran, prof.dr.ing.Nicolae Veștemeanu.

Secretar de redacție: șef.lucr.ing.Mihai Ciobotă.

De conținutul științific al lucrărilor din acest volum
răspund autorii respectivi

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A - Applied Mechanics - Machine Building
Vol. XXI - A • 1979

Applied mechanics

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A - Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XXI - A • 1979

Mécanique appliquée

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A - Angewandte Mechanik - Maschinenbau
Band. XXI - A • 1979

Angewandte Mechanik

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF CHICAGO

Volume XXIV, Number 1, 1934

Published by the University of Chicago Press

Chicago, Illinois

Editor: R. S. Lyman

Editorial Board: R. S. Lyman, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet

Editorial Board: R. S. Lyman, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet

Editorial Board: R. S. Lyman, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet

Editorial Board: R. S. Lyman, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet

Editorial Board: R. S. Lyman, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet

Editorial Board: R. S. Lyman, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet

Editorial Board: R. S. Lyman, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet, J. H. Van Vleet

S U M M A R Y
S U M M A R Y
I N H A L T S V E R Z E I C H N I S
S O M M A I R E

ELECTROTEHNICĂ ȘI ELECTRONICĂ
ELECTRICAL ENGINEERING AND ELECTRONICS
ELEKTROTECHNIK UND ELEKTRONIK
ÉLECTROTECHNIQUE ET ÉLECTRONIQUE

Pag.

PESTEANU, O. Contribuții la proiectarea motorului asin- cron liniar de tip cilindric utilizat la acționarea ciocanelor de forjat	1
Approach to the design of the cylindrical linear asynchronous motor for driving forging hammers. Beitrag zur Berechnung eines zylindrischen asynchro- nen Linearmotors für den Antrieb von Schmiedehämmern. Contributions sur le calcul d'un moteur asynchrone linéaire cylindrique utilisé pour la commande des marteaux de forge.	
PESTEANU, O. Contribuții la calculul alunecării nominale a motorului asincron liniar utilizat în tracțiunea electrică de mare viteză	11
Approach to the calculation of the rated slip of the asynchronous linear motors used in electrical high-speed traction. Beitrag zur Berechnung des Nennschlupfs des asynchro- nen Linearmotors, mit Anwendung im elektrischen Schnellbahnantrieb. Contribution sur le calcul du glissement nominal du moteur asynchrone linéaire utilisé dans la traction électrique à grande vitesse.	
TATA, M. Efectul de capăt transversal în canalele MHD cu ' ' bare laterale conductoare	17
The transverse edge effect in MHD-channels with con- ductive side bars. Der Breitenendeffect bei MHD-Kanälen mit leitfähigen Seitenleisten. L'effet de bord transversal pour les canaux MHD aux barres conductrices latérales.	

DUDITA, FL., CIOBANU, M. Studiul mișcării centrului de masă al mecanismului patrulater plan cu ajutorul mecanismului omotetic asociat..... 27

Concerning the motion of the center of mass of the four-bar linkage with help of the homothetic associated mechanism.

Das Studium der Bewegung des Massenzentrums des ebenen Viergliedermechanismus vermittels des homothetisch zugeordneten Mechanismus.

L'étude du mouvement du centre de masse du mécanisme quadrilatère plan à l'aide du mécanisme homothétique associé.

SOUCA, N., CIRCIUMARU, G. O cale grafică de sinteză a mecanismelor cu patru elemente generatoare de traiectorii cu axă de simetrie..... 35

A graphical synthesis method of symmetry axis poth generating four-link mechanisms.

Eine graphische Synthesemethode der Viergliedern - mechanismen, die Bahnen mit Symetrieachsen erzeugen.

Une méthode graphique de synthèse pour les mécanismes ayant quatre éléments générateurs de trajectoires à axe de symétrie.

CIRCIUMARU, G., SOUCA, N. Extinderea unei metode analitice de sinteză a mecanismului isoscel manivelă-balansier, la sinteza altor mecanisme generatoare de traiectorii cu axă de simetrie..... 39

Application of an analytical synthesis method of the crank-rocker mechanism to the synthesis of other symmetry axis poth generating mechanisms.

Erweiterung einer analytischen Methode der Synthese gleichschenkliger Kurbel-Schwinghebel-Mechanismen zur Synthese anderer, Bahnen mit Symetrieachsen erzeugender Mechanismen.

Application intensifiée d'une méthode analytique de synthèse pour le mécanisme isocèle manivelle-balancier à la synthèse des autres mécanismes générateurs de trajectoires à axe de symétrie.

- JULA, A., DIACONESCU, D. V.** Criterii pentru optimizarea sintezei mecanismelor de direcție cu două unități plane - tare..... 41
 Some Criteria for Optimising the Synthesis of Steering Linkages with Two Planetary Units.
 Optimierungskriterien der Synthese von Lenkverrichtungen mit zwei Planetareinheiten.
 Critères d'optimisation de la synthèse des mécanismes de direction à deux unités planétaires.
- DIACONESCU, D. V., JULA, A.** Criterii de sinteză ale mecanismelor de direcție planetare combinate cu cutii de viteze..... 49
 Synthesis Criteria for Planetary Steering Linkages Combined with Gear Boxes.
 Synthesekriterien mit den Getriebekästen verbundenen, planetaren Lenkverrichtungen.
 Critères de synthèse des mécanismes de direction planétaires combinés avec des boîtes de vitesse.
- BOBANCU, S.** Metodă numerică pentru determinarea razei minime la mecanismele plane cu camă, având tachtet curbiliniu oscilant..... 57
 Digital Method for the Determination of the Minimal Ray at the Plane Cam Gears with Curvilinear Oscillating Follower.
 Zahlenmäßige Methode zur Bestimmung des Kleinsten Radius bei den ebenen Mechanismen mit Nocken und einem Krummlinigen Schwingenden Schwinghebel.
 Méthode numérique pour déterminer le rai minime aux mécanismes plane à came ayant un taquet curviligne oscillant.
- BOBANCU, S.** Variabila "excentricitate" la mecanismele plane cu camă având tachtet plat de translație..... 63
 The "Eccentricity" Variable at the Plane Cam Gears with Flat Translation Follower.
 Die Veränderliche "Exzentrizität" bei den ebenen Mechanismen mit Nocke die einem flache Translationschwinghebel aufweisen.

- La variable "excentricité" aux mécanismes planes à came ayant un taquet plat de translation.
- ALEXANDRU, P., VISA, I. Bracarea indusă a roților directoare a tractoarelor, cauzată de balansarea punții..... 69
 The steering angle induced in driving wheels of tractors, caused by axle balancing.
 Induzierter Ausschlag der Richtungsräder von Traktoren, der durch das Schaukeln der Brücke verursacht wird.
 Le braquage induit aux roues directrices des tracteurs, provoqué par le balancement du pont.
- SUTEU, V. Profilul generator al gurubului cu bile..... 75
 Generating profile of screw ball
 Das erzeugungsprofil des wälzschraubentriebs.
 Le profil générateur de la vis à billes.
- DRAGHICI, I., BEJAN, C., HUIDAN, L. Algoritm pentru alegerea optimizată a cuplajelor elastice..... 81
 Algorithm for the optimizant choice of flexible couplings.
 Algorithmus für die optimale Auswahl der elastischen Kupplungen.
 Algorithme pour le choix optimisant des couplages élastiques.
- MOLDOVEAN, GH. Aspecte ale cuplării cuplajelor de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial..... 89
 Some Aspects of Coupling Safety Clutches with Radially Disposed Locking.
 Aspekte der Schaltung von Sicherheitskupplungen mit radialen Klemmkörpern.
 Aspects de l'accouplement des couplages de coupe-circuit à corps de blocage ayant une position radiale.
- MILOIU, G. Calculul lungimii peste dinți la roțile dințate cu contact de rostogolire..... 95
 The calculation of the distance between teeth in gears with rolling contact.
 Die berechnung der Zahnweite an stirnrädern mit Rollkontaktverzahnung.
 Calcul de la distance entre les dents aux roues dentées à contact de roulement.

- BEJAN, C. Determinarea funcției fiabilitate, în cazul variației liniare în timp a solicitărilor și rezistențelor distribuite normal..... 103
 Determination of the Reliability Function in Voccurrence to the Linear Variation of Normal Distributed Forces and Resistances.
 Bestimmung der Zuverlässigkeitsfunktion im Fall der linearen zeitlichen Veränderung der normal verteilten Beanspruchungen und Spannungen.
 Détermination de la fonction de fiabilité dans le case de la variation linéaire dans le temps, des sollicitations et des résistances distribuées normalement.
- GAGEONEA, L., BEJAN, C., CIOBOTA, M. Contribuții cu privire la elaborarea și validarea încercărilor de laborator normale și accelerate..... 111
 Contributions regarding the Elaboration and Validation of Normal and Accelerated Laboratory Tests.
 Betrachtungen bezüglich der Ausführung und Validation der normalen und beschleunigten Laboratoriumsprüfungen.
 Contributions concernant l'élaboration et la validation des tests de laboratoire, normaux et accélérés.
- TODICESCU, AL., TURZO, G., IVANOIU, M. Unele aspecte ale utilizării noțiunii de randament în calculul tehnico-economic al conductelor forțate de transport ale fluidelor..... 119
 Some aspects of the performance utilization in the technical and economic calculation of the forced transport tubes for fluid.
 Einige Betrachtungen über die Anwendung des Wirkungsgrades bei technisch ökonomischen Berechnungen der Druckrohre für Flüssigkeitstransport.
 Quelques aspects de l'utilisation de la notion de randament pour le calcul technique - économique des conduits forces de transport des fluides.
- BENCHE, V., BENCHE, L., TURZO, G., PETCU, D. Ventejector Coandă cu palete depresive..... 125
 Coandă jet flaps ejector.

Strahlejektor Coandă mit Vorflügeln.

Ejecteur type Coandă avec volets.

- HOFFMANN, V., SERBANCIU, N., MURESAN, M., CRACIUN, O. Contribuții la studiul proceselor nestationare din sistemul de admisie a motoarelor cu ardere internă..... 135
Contributions to the study of the unsteady state processes occurring in the admission system of the internal combustion engines.
Beitrag zum Studium der nichtstationären Vorgänge aus dem Ladungssystem bei Verbrennungsmotoren.
Contributions a l'étude des processus nonstationnaires du système d'admission des moteurs à combustion interne.
- HOFFMANN, V., VESTEMEANU, N., MURESAN, M., SERBANCIU, N., PASCALAU, A. Schimbul de căldură prin convecție fluid-fluid..... 145
Heat - Exchange by Fluid - Fluid Convection.
Wärmeaustausch durch Fluid - Fluid - Konvektion.
L'échange de chaleur par convection fluide-fluide.
- IONESCU, A., TOPAN, M., BOIAN, I. Organizarea pe calculator a bilanțului termic al cazanului cu abur..... 149
The make-up on the computer of the thermic balance for a steam boiler.
Programmierung des thermischen Bilanzen bei einer Kesselanlage.
La programmation sur le calculateur du bilan thermique pour une machine à vapeur.
- SOVA, V., SOVA, M. Cercetări privind utilizarea pompelor termice în instalațiile de uscare..... 155
Investigations into the employment of heat pumps in drying installations.
Untersuchungen über die Verwendung von thermischen Pumpen bei Trocknungsanlagen.
Recherches concernant l'utilisation des pompes thermiques dans les installations de séchage.

CALCULUL PULSAȚIILOR PROPRII LA SISTEME LINEARE CARE AU NUMAI CUPLAJE ELASTICE

Dr.ing.N.Moșu ,dr.ing.Gh.Pereș ,
dr.ing.M.Untaru, dr.ing.N.Seitz.

1.INTRODUCERE

Pulsațiile proprii ,p ,ale sistemelor liniare cu n grade de libertate sînt date rădăcinile reale și pozitive ale unui polinom de gradul n în p^2 .

$$Y = A_0 - A_1 p^2 + A_2 p^4 - A_3 p^6 + \dots + (-1)^n A_n p^{2n}. \quad (1)$$

Coefficienții acestui polinom rezultă din dezvoltarea unui determinant de ordinul n .Pentru sistemele liniare fără cuplaj inerțial avînd configurația cea mai generală ¹⁾ determinantul amintit are structura :

$$D_n = \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n C_{1i} - p^2 J_1 & -C_{12} & -C_{13} & \dots & -C_{1n} \\ -C_{21} & \sum_{i=1}^n C_{2i} - p^2 J_2 & -C_{23} & \dots & -C_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -C_{n1} & -C_{n2} & -C_{n3} & \dots & \sum_{i=1}^n C_{ni} - p^2 J_n \end{vmatrix} \quad (2)$$

1) Prin configurația cea mai generală se înțelege situația în care cele n corpuri au legături elastice fiecare cu fiecare și cu baza.

În determinatul (2) $C_{ij} (i, j = \overline{1, n})$ reprezintă constanta elastică a elementului care leagă corpul i cu corpul j ; constantele elastice cu indici egali ($i = j$) se referă la elementele care leagă corpurile cu baza; $J_i (i = \overline{1, n})$ reprezintă momentele de inerție ale corpurilor, dacă acestea execută oscilații torsionale, dacă corpurile au mișcări de translație în locul momentelor de inerție vor apare masele corpurilor $m_i (i = \overline{1, n})$.

Cînd numărul corpurilor crește, calculul coeficienților polinomului (1) prin dezvoltarea determinatului (2) devine laborioasă, chiar și pentru configurații particulare.

Există mai multe metode (aproximative sau exacte) de calcul al pulsațiilor proprii [1][2][3][4] etc. Scopul urmărit de aceste lucrări este reducerea volumului de calcul.

În lucrarea de față se generalizează metoda din [3] pentru sisteme oscilante fără cuplaj inerțial avînd orice configurație.

2. CALCULUL COEFICIENTILOR POLINOMULUI (1)

Urînd aceiași cale din [3], adică calculînd coeficienții polinomului (1) pentru sisteme cu două și trei corpuri, prin dezvoltarea determinantului (2), se obțin niște expresii care, ordonate în mod unitar, permit în urma unei analize atente deducerea regulii de formare a coeficienților pentru cazul general.

a) Sisteme cu două corpuri:

$$\begin{aligned} A_0 &= C_{11} C_{12} + C_{11} C_{22} + C_{12} C_{22} ; \\ A_1 &= C_{11} J_2 + C_{12} (J_1 + J_2) + C_{22} J_1 ; \\ A_2 &= J_1 J_2 . \end{aligned}$$

b) Sistem cu trei corpuri:

$$\begin{aligned} A_0 &= C_{11} C_{12} C_{13} + C_{11} C_{12} C_{22} + C_{11} C_{12} C_{23} + C_{11} C_{12} C_{33} + C_{11} C_{13} C_{33} + \\ &+ C_{11} C_{22} C_{23} + C_{11} C_{22} C_{33} + C_{11} C_{23} C_{33} + C_{12} C_{13} C_{22} + 0 + \\ &+ C_{12} C_{13} C_{33} + C_{12} C_{22} C_{23} + C_{12} C_{22} C_{33} + C_{12} C_{23} C_{33} + C_{13} C_{22} C_{23} + \\ &+ C_{13} C_{22} C_{33} + C_{13} C_{23} C_{33} + C_{22} C_{23} C_{33} ; \\ A_1 &= C_{11} C_{12} J_3 + C_{11} C_{13} J_2 + C_{11} C_{22} J_3 + C_{11} C_{23} (J_2 + J_3) + \\ &+ C_{11} C_{33} J_2 + C_{12} C_{13} (J_1 + J_2 + J_3) + C_{12} C_{22} J_3 + C_{12} C_{23} (J_1 + J_2 + J_3) + \\ &+ C_{12} C_{33} (J_1 + J_2) + C_{13} C_{22} (J_1 + J_3) + C_{13} C_{23} (J_1 + J_2 + J_3) + \\ &+ C_{13} C_{33} J_2 + C_{22} C_{23} J_1 + C_{22} C_{33} J_1 + C_{23} C_{33} J_1 ; \end{aligned}$$

$$A_2 = C_{11}J_2J_3 + C_{12}(J_1+J_2)J_3 + C_{13}(J_1+J_3)J_2 + C_{22}J_1J_3 + \\ C_{23}J_1(J_2+J_3) + C_{33}J_1J_2;$$

$$A_3 = J_1J_2J_3.$$

Se observă că numărul termenilor T_i , care intră în componența coeficientului $A_i (i=\overline{0,n})$, este dat de numărul combinărilor ce se pot face cu cele (K) constante elastice luate câte $n-i$.

$$T_i = C_K^{n-i} \quad (i=\overline{0,n}),$$

unde: n - reprezintă numărul corpurilor;

i - ordinul coeficientului.

Dacă sistemul nu este legat cu baza (deci toate constantele elastice cu indici egali sînt nule) coeficientul A_0 este nul, și polinomul (1) are o rădăcină nulă.

Trebuie observat că fiecare termen din componența oricărui coeficient este format din n factori constituiți din constantele elastice și momentele de inerție.

Formarea expresiei coeficientului $A_i (i=\overline{0,n})$ se începe prin generarea combinațiilor ce se pot face cu cele (K) constante elastice luate câte $(n-i)$. Fiecare termen conține în acest moment $n-i$ factori, formați din $n-i$ constante elastice. Urmează ca ceilalți (i) factori să fie formați din momentele de inerție.

Pentru a ușura înțelegerea regulii de formare a celor i factori, se amintește că momentele de inerție au un singur indice (J_i) , iar constantele elastice doi, (C_{ij}) . Două sau mai multe constante elastice care intervin într-un termen pot fi înălțuite, adică au indici de legătură $C_{ij}C_{jk}C_{mk}$, iar uneori pot forma bucle $C_{ij}C_{jk}C_{ki}$. Toți termenii din toți coeficienții în care apar bucle (indiferent dacă la acestea participă toate cele $n-i$ constante elastice sau numai o parte din acestea) sînt nuli.

Mai întîi se iau în discuție termenii care conțin constante elastice cu indici egali.

Pentru acești termeni:

a) - momentele de inerție, ai căror indici sînt conținuți de constantele elastice cu indici egali (C_{ii}) și de cele înălțuite cu acestea, nu intervin;

b) - momentele de inerție, ai căror indici sînt conținuți de

constantele elastice cu indici diferiți (C_{ij}) și nelăntuite de cele cu indici egali, formează o sumă ($J_1 + J_j$), iar suma participă ca factor ;

c)-dacă constantele elastice cu indici diferiți (C_{ij}) sînt înălțuite între ele, suma se extinde la trei ($J_1 + J_j + J_k$), patru sau mai mulți termeni, astfel ca un moment de inerție să nu apară de două ori într-un termen ;

d)-momentele de inerție ai căror indici nu se află prin - tre cei ai constantelor elastice, participă ca factori în termenul respectiv .

Pentru termenii care nu conțin constante elastice cu indici egali, se elimină precizările de la punctul (a), deoarece nu au sens. Precizările de la punctele (b), (c) și (d) rămîn valabile. Se menționează că absența restricțiilor de la punctul (a) face ca în fiecare din acești termeni să intervină toate momentele de inerție.

3. PROGRAMAREA METODEI DE CALCULATOARE NUMERICE

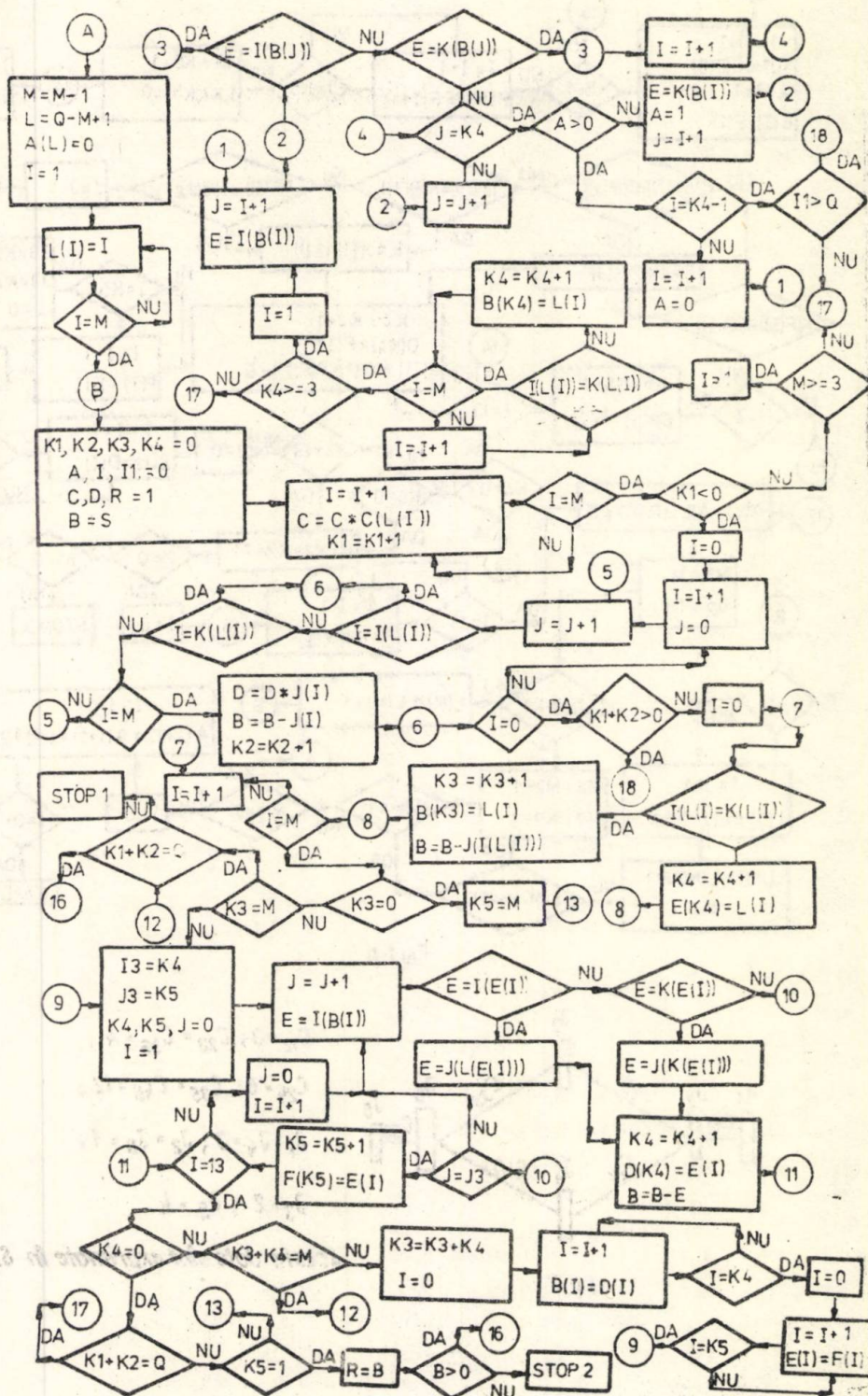
În figura 1 se prezintă schema logică care permite generarea coeficienților ecuației pulsațiilor proprii pe calculator numeric. În această schemă Q reprezintă numărul corpurilor, iar N_1 numărul constantelor elastice. În vectorul $J(I)$, $I = \overline{1, Q}$ sînt conținute momentele de inerție ale corpurilor (sau masele acestora), iar în vectorul $C(I)$, $I = \overline{1, N_1}$ constantele elastice ale elementelor de legătură. Indicii constantelor elastice, adică corpurile pe care acestea le leagă, sînt conținuți în vectorii $I(I)$ și $K(I)$, $I = \overline{1, N_1}$.

În tabelul 1 se dau rezultatele unui exemplu de calcul luat din [2] și a cărei configurație este arătată în figura 2. Calculul s-a făcut pe calculatorul WANG 2200 aflat în dotarea centrului de calcul al Universității din Brașov.

4. CONCLUZII

Metoda prezentată este simplă și exactă, iar faptul că se referă la sisteme avînd orice configurație o face utilă în cele mai diverse aplicații tehnice, transmisiile autovehiculelor, liniile de arbori de la nave etc. Programarea pe calculator numeric o face competitivă, iar erorile de calcul la obținerea coeficienților sînt practic eliminate, deoarece nu intervin operații de împărțire .

SCHEMA LOGICA PENTRU GENERAREA COEFICIENTILOR



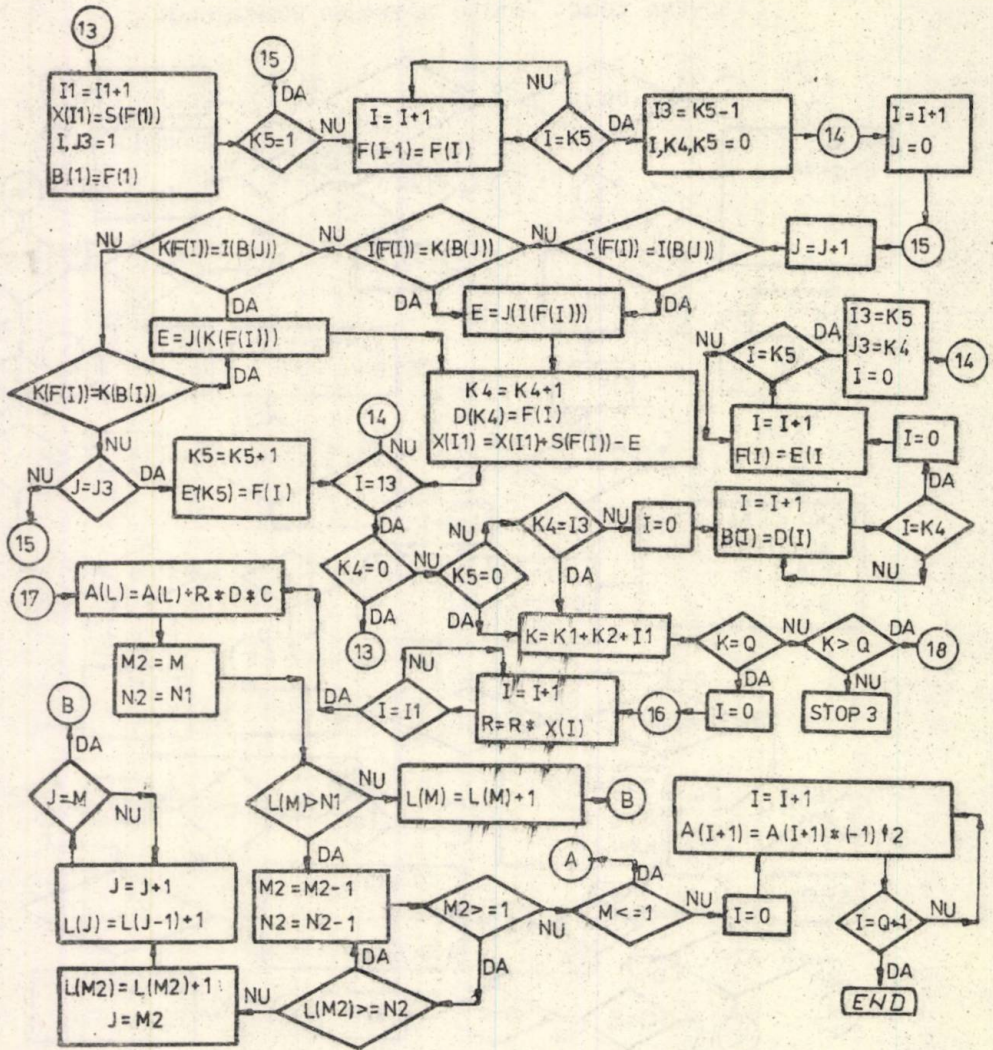


Fig 1-b

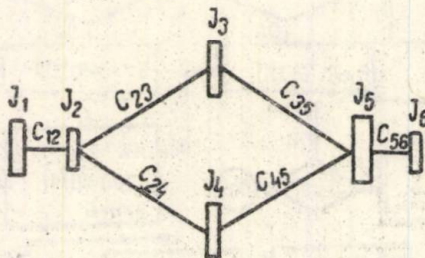


Fig 2

$$C_{12} = 3; C_{23} = C_{56} = 4;$$

$$C_{24} = 6; C_{35} = C_{45} = 12;$$

$$J_1 = J_4 = 3; J_2 = J_6 = 1;$$

$$J_3 = 2; J_5 = 4.$$

Aceste date sînt exprimate în SI

CALCULUL PULSAȚIILOR PROPRII LA SISTEME LINIARE CARE AU NUMAI COUPLAJE ELASTICE

DATELE DE CALCUL

J(1)=+. 300000E+01	U(1 2)=+. 300000E+01
J(2)=+. 100000E+01	U(2 3)=+. 400000E+01
J(3)=+. 200000E+01	U(2 4)=+. 600000E+01
J(4)=+. 300000E+01	U(3 5)=+. 120000E+02
J(5)=+. 400000E+01	U(4 5)=+. 120000E+02
J(6)=+. 100000E+01	U(5 6)=+. 400000E+01

REZULTATELE CALCULULUI

COEFICIENTII POLINOMULUI

A(1)=+. 00000000E+01
 A(2)=-. 32673042E+02
 A(3)=+. 20804875E+03
 A(4)=-. 27137555E+03
 A(5)=+. 11500480E+03
 A(6)=-. 13063004E+02
 A(7)=+. 44614063E+00

RĂDĂCINILE POLINOMULUI VALORILE LUI SI PULSAȚIILE PROPRII

X(1)=. 20939E+00	Y(1)=-. 46496E-02	P(1)=. 134005E+01
X(2)=. 11304E+01	Y(2)=-. 45727E-03	P(2)=. 311366E+01
X(3)=. 18500E+01	Y(3)=-. 13825E-06	P(3)=. 398333E+01
X(4)=. 87329E+01	Y(4)=-. 39600E-05	P(4)=. 865436E+01
X(5)=. 19150E+02	Y(5)=-. 27000E-04	P(5)=. 120157E+02

FACTORUL DE SCARA= 2.928571428572

BIBLIOGRAFIE

- [1] CRACIUN, I.O. metodă de calcul a oscilațiilor de torsiune ale arborilor mașinilor cu ajutorul grafelor liniare, St.cerc.mec.apl., 28, 6, 1381-1401 (1969).
- [2] CRACIUN, I., Algoritmi în calculul oscilațiilor de torsiune ale sistemelor închise cu ajutorul grafelor liniare de fluentă, în volumul, Simpozionul de mecanisme și transmisii mecanice, Reșița 1972, pag. 284-291.
- [3] MOSU, N. Determinarea pulsațiilor proprii torșionale ale arborilor cotiți, St.cerc.mec.apl., 30, 4, 833-850 (1971).
- [4] RIPIANU, A. Determinarea pulsațiilor proprii corespunzătoare vibrațiilor de torsiune a arborilor cotiți, St. cerc.mec.apl., 13, 5, 1193-1219 (1962).

MOSU, N., PERES, G. H., UNTARU, M., SEITZ, N.

CALCULUL PULSAȚIILOR PROPRII LA SISTEME LINIARE
CARE AU NUMAI CUPLAJE ELASTICE

Rezumat

Se generalizează metoda din [3] pentru sisteme liniare cuplate elastic avînd orice configurație și se prezintă o schemă logică care permite generarea coeficienților ecuației pulsațiilor proprii pe calculatoare numerice.

BERECHNUNG DER EIGENFREQUENZEN BEI LINEAREN SYSTEMEN
MIT NUR ELASTISCHEN KUPPLUNGEN

Zusammenfassung

Die in [3] dargestellte Methode für lineare, elastisch verbundene Systeme beliebiger Form wird verallgemeinert und ein logisches Flussdiagramm zur Generierung der Koeffizienten der Eigenfrequenzgleichung für digitale Rechner dargestellt.

A NEW MODEL OF CRITICAL FREQUENCY SESIZOR

Prof.dr.ing.V.Olariu; Asist.ing.Fl.Constantin.

The paper aims to present the construction and operation of a new model of the critical frequency detector working as a visual and sound adapter as well for critical resonance frequencies. It is also presented a theoretical study on a mathematical model.

Numerous instruments, the construction of which was performed on the basis of different principles, have been used for the measurement and recording of mechanical vibrations. The less known instruments are those with visual and sound warning possibilities relative to critical resonance frequencies, dangerous frequencies during the machine-tool or aggregate operation.

The available instruments based on the mechanical dynamometer principle differ one from the other by their field measuring frequencies, sensitiveness and precision.

In a more restricted domain of utilization they take over vibrations on certain directions and the technology of execution is complex.

The instrument designed and tested in the laboratory of fine mechanics within the University of Braşov is based on an

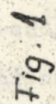


Fig. 1

entirely new principle and it removes a series of disadvantages. It is the object of a patent. It operates as a critical resonance frequency detector and a frequency meter as well, with a large technical applicability. It uses a mechanical-elastic system with seismic mass. Due to its simple construction and small size, the instrument is easy to be mounted vertically or horizontally, taking over vibrations in several directions. It has been noticed that a beam fixed at one end and free at the other end, in a vibratory state, with a very large range of frequency values, tends to break loose. Hence, there appears an axial gripping force which cannot be neglected. The above mentioned instrument (fig. 1) makes this force evident and even measures it by means of a compensating spiral, spring 3. It has been concluded that there exists a direct connection between the magnitude of the axial force and the oscillation frequency of the beam.

The instrument operating on the break loose principle (fig. 1) is composed of a steel rod 4 with a seismic mass 7 fixed on one end by means of a screw 3. The seismic mass 7 moves on the rod 4 and can be fixed in any position, thus having the possibility to change continuously the frequency of the instrument in a large value range by the change of the length l_2 .

The steel rod 4 can be considered fixed by the guide screw 6 and being able to slide. At the opposite end of the elastic rod it is fixed a locking device 2 with the peak "F" for the indication of the displacement or the force developed in the spiral spring 3. The spring is introduced into a protective tube 5 fixed on the supporting plate 9. The instrument can be fixed by means of the basic plate 10 in any position on the machine, the dangerous vibrations of which we intend to detect.

It is well-known the necessity and the importance of warning from critical frequencies in order to prevent certain dangerous

situations of resonance and to avoid material losses.

It is easy to adapt to this instrument a visual and sound warning electric circuit for the desired critical frequency or a automatic switching relay for stopping the disturbance force action in unfavourable situations. During the vibrations of the elastic system, the periodical disturbing force causes the displacement to the right of the indicating point "f" of the locking device 2, resulting in spring 3 compression and wriatching an contact K of the advertising electric circuit (fig.1). The advertising electric circuit remains closed when the critical frequency has been reached and is maintained.

If the frequency decreases, then the locking device is returned to its initial position by the spiral spring 3, the conection K is opened and the advertising bulb "L" is switched off.

Owing to its advantages, like its small mass and size, the technological facilities as well as the sensitiveness and the possibility of continnous critical frequency control, the instrument can be applied in all domains.

Fig.2 presents the mathematical and mechanical model of this advertizor. We will determine the proper pulsation of the elastic system by means, of the transfer matrixes, using the Myklestad - Prohl method.

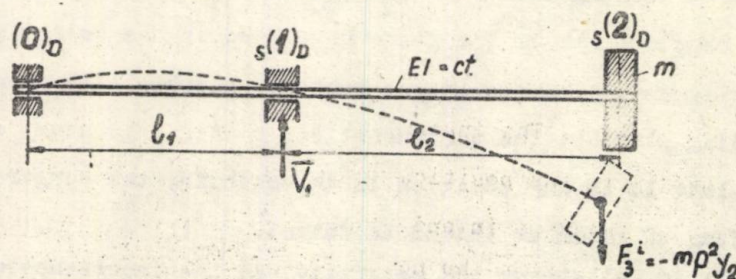


Fig. 2

The relations between the dimensionless state vectors, corresponding to the points (0), (1) and (2) are:

$$[\bar{Z}]_1^s = [\bar{F}]_1 [\bar{Z}]_0; \quad (1)$$

$$[\bar{Z}]_1^p = [\bar{P}]_1 [\bar{Z}]_1^s; \quad (2)$$

$$[\bar{Z}]_2^s = [\bar{F}]_2 [\bar{Z}]_1^p; \quad (3)$$

$$[\bar{Z}]_2^p = [\bar{P}]_2 [\bar{Z}]_2^s. \quad (4)$$

Where $[\bar{Z}]$ represents the dimensionless column matrix of the state vector corresponding to a right or left section.

$[\bar{F}]$ is the dimensionless transfer vector corresponding the length l_1 or l_2 on which no cutting force is acting.

$[\bar{P}]$ is the dimensionless transfer matrix corresponding the same section where the cutting force is acting.

The state vector corresponding to a point on the bending strengthened elastic has contains four components: two displacements and two stresses. They are as follows: the camber - y , the slope of mean deformed fibre φ , the bending moment M and the cutting force T .

By changing variables, the column matrix of the state vector $[Z]$ becomes dimensionless $[\bar{Z}]$:

$$[Z] = \begin{bmatrix} -y \\ \varphi \\ M \\ T \end{bmatrix} \rightarrow [\bar{Z}] = \begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

by changing

$$\bar{y} = -\frac{y}{l}, \quad \bar{\varphi} = \varphi, \quad \bar{M} = \frac{M l_1}{EI}, \quad \bar{T} = \frac{T l_1^2}{EI}. \quad (6)$$

Therefrom, relation (1) written explicitly becomes:

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_1^s = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \frac{1}{6} \\ 0 & 1 & 0 & \frac{1}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_1 \cdot \begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_0. \quad (7)$$

In the transfer matrix $[\bar{F}]$, only the elements of columns 2 and 4 have been written, because $\bar{y}_0 = \bar{M}_0 = 0$.

If the reaction of the support (1) is denoted with $\bar{V}_1$, then the relations between the cutting forces on the right and the left

sides of the support (1) where *jump* appears, are:

$$[\bar{T}]_1^s = [\bar{T}]_1^s + \bar{V}_1. \quad (8)$$

With the support condition $\bar{y}_1 = 0$ the matricial equation enables to find out a relation between $\bar{T}_0$ and $\bar{\varphi}_0$, that is:

$$0 = \bar{\varphi}_0 + \frac{1}{6} \bar{T}_0. \quad (9)$$

This relation enables on its turn to express the other elements of the state vector $[\bar{Z}]_1^s$ depending on one of the elements, for example $\bar{\varphi}_0$:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\varphi}_1^s &= -2\bar{\varphi}_0 \\ \bar{M}_1^s &= -6\bar{\varphi}_0 \\ \bar{T}_1^s &= -6\bar{\varphi}_0 \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

The transfer matrix $[\bar{F}]_1$ is changing and the matricial equation (7) becomes:

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_1^s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_0. \quad (11)$$

From relation (8) it can be written explicitly relation (2) between the state vector $[\bar{Z}]_1^s$ and $[\bar{Z}]_0^s$, given by the expression (11)

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_1^s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_0 \\ \bar{\varphi}_0 \\ \bar{M}_0 \\ \bar{V}_1 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Between the lengths l_1 and l_2 there exists the relation:

$$l_1 = \beta l_2, \quad \beta = 0,75.$$

Knowing the coefficient β , and the matricial equation (12)

the relation (3) will be written explicitly:

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_1^s = \begin{bmatrix} 1 & \beta & \frac{\beta^2}{2} & \frac{\beta^3}{6} \\ 0 & 1 & \beta & \frac{\beta^2}{2} \\ 0 & 0 & 1 & \beta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_0 \\ \bar{\varphi}_0 \\ \bar{M}_0 \\ \bar{V}_1 \end{bmatrix},$$

or multiplying results

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_1^s = \begin{bmatrix} 0 & -3,18 & 0 & 0,07 \\ 0 & -7,76 & 0 & 0,28 \\ 0 & -6,75 & 0 & 0,75 \\ 0 & -6 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_0 \\ \bar{\varphi}_0 \\ \bar{M}_0 \\ \bar{V}_1 \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Taking into account the inertia force which acts on mass " m ",
written in the form :

$$T_2^s = - m p^2 y_2^s ,$$

in a dimensionless form

$$\bar{T}_2^s = + \frac{m p^2 l^2}{E I} \bar{y}_2^s = \mu \bar{y}_2^s . \quad (14)$$

Relation (4) written explicitly , becomes :

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_2^D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \mu & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_2^s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \mu & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & -3,18 & 0 & 0,07 \\ 0 & -7,76 & 0 & 0,28 \\ 0 & -6,75 & 0 & 0,75 \\ 0 & -6 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_0 \\ \bar{\varphi}_0 \\ \bar{M}_0 \\ \bar{V}_1 \end{bmatrix} .$$

After having multiplied the two quadratic matrixes , it results :

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \bar{\varphi} \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_2^D = \begin{bmatrix} 0 & -3,18 & 0 & 0,07 \\ 0 & -7,76 & 0 & 0,28 \\ 0 & -6,75 & 0 & 0,75 \\ 0 & (-3,18\mu - 6) & 0 & (0,07\mu + 1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_0 \\ \bar{\varphi}_0 \\ \bar{M}_0 \\ \bar{V}_1 \end{bmatrix} . \quad (15)$$

Putting the limit condition to the right end :

$$\bar{M}_2^D = \bar{T}_2^D = 0 ,$$

results the pulsation equation

$$\Delta = \begin{vmatrix} -6,75 & 0,75 \\ -3,18\mu - 6 & 0,07\mu + 1 \end{vmatrix} = 0 , \quad (16)$$

or

$$\mu = 1,176$$

hence , the proper pulsation is :

$$p = \sqrt{\frac{\mu E I}{m l^2}} = \sqrt{\frac{1,176 \cdot 4,24 \cdot 10^{-1}}{91 \cdot 0,12^3}} = 53,52 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] . \quad (17)$$

It results the proper resonance frequency :

$$\nu = \frac{p}{2\pi} = \frac{53,52}{2\pi} = 8,51 \text{ Hz} .$$

The experimental data obtained by means of the critical frequency detector confirm the theoretical results with a deviation of about 3%. The proper resonant frequency of 9 Hz has been detected by switching the advertising bulb at a displacement of 12 mm of the indicating point " f ". The force developed in the spring , corresponding to this compression of 12 mm is 7 N .

The characteristics of the instrument (fig. 3)

- size	240 x 120 x 80 mm ;
- useful mass M	1,2 kg ;
- battery feeding source	4,5 V ;
- seismic mass , m	100 g ;
- spring constant , K	538 N/m ;
- elastic rod diameter , d	2,5 mm ;
- rod rigidity	0,421 N x m ² ;
- proper resonance frequency	- adjustable ;
- mounted spring length l_1	- 90 mm ;
- free length l_2 at $\gamma = 9\text{Hz}$	- 120 mm .

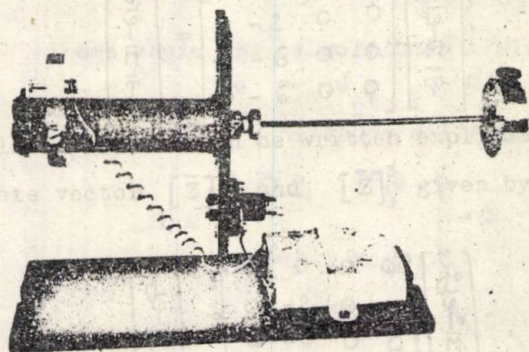


fig. 3

Bibliography

- [1] Fl. Constantin , V. Olariu , Gh. Constantin. Avertizor seismic de vibrații. Brevet de invenție nr. 68875 din 27 05 1978.
- [2] Gh. Buzdugan și colectiv . Vibrațiile sistemelor mecanice. Editura Academiei RSR, București 1975 .
- [3] W. Nowacki . Dinamica sistemelor elastice. Editura tehnică, București, 1969 (traducere din limba poloneză) .

Olariu, V. Constantin, Fl.

UN NOU MODEL DE SESIZOR DE FRECVENTE

CRITICE

Rezumat

Lucrarea își propune să prezinte un nou tip de sesizor de frecvențe critice care poate funcționa și ca avertizor optic sau sonor al unei frecvențe critice de rezonanță. Aparatul avînd o construcție simplă și dimensiuni mici, poate fi ușor montat în poziție orizontală sau verticală preluînd vibrațiile pe mai multe direcții. Permite o reglare ușoară, lucrează într-un domeniu larg de frecvențe și poate funcționa ca frecvențimetru. După descrierea aparatului, se prezintă studiul teoretic pe un model matematic mecanic.

A NEW MODEL OF CRITICAL FREQUENCY SESIZOR

Abstract

The paper aims to present a new type of detector with critical frequencies which is able to operate like a visual or noise warning devise for critidal resonance frequencies as well.

The device is a simple and small one, hence, its horizontal and vertical mounting presents no difficulties. It takes over vibrations an several directions. It allons an easy adjustement operates with a large frequency range and can be used as a frequency meter as well.

The description of the device is followed by a theoretical study using a mathematical - mechanical model.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

1776

1776

The history of the United States is a story of the struggle for freedom and independence. It begins with the first settlers who came to the New World in search of a better life. They found a land of opportunity, but also a land of conflict. The struggle for independence was a long and hard one, but it was worth it. The United States was born, and it has since become a great nation.

THE HISTORY OF THE UNITED STATES

1776

The history of the United States is a story of the struggle for freedom and independence. It begins with the first settlers who came to the New World in search of a better life. They found a land of opportunity, but also a land of conflict. The struggle for independence was a long and hard one, but it was worth it. The United States was born, and it has since become a great nation.

CALCULUL ELEMENTULUI HIDROPNEUMATIC AL SUSPENSIEI AUTOVEHICULELOR

Dr.ing. Olariu, V. - profesor Universitatea din Braşov;
Ing. Roşca, I. - asistent Universitatea din Braşov.
Ing. Achiriloaie, V.P. - asistent Universitatea din
Braşov.

1. Caracteristica elastică statică a elementului hidropneumatic

Elementul hidropneumatic telescopic monotubular (fig. 1), se compune din camera de gaz (aer) 1, camera de lichid 2, pistonul 3 şi tubul perforat 4, care realizează o caracteristică de amortizare progresivă şi asimetrică, în funcţie de distribuţia orificiilor de-a lungul ei.

Comprimarea aerului dintr-un astfel de element are loc după legea

$$P = P_0 (h_0/h)^k, \quad (1)$$

unde: P este sarcina absolută la un moment dat, preluată de elementul hidropneumatic; P_0 - sarcina absolută iniţială preluată de elementul hidropneumatic; h_0 - înălţimea iniţială a coloanei de aer corespunzătoare sarcinii P_0 ; h - înălţimea coloanei de aer corespunzătoare sarcinii P ; k - exponentul politropic al transformării termodinamice a aerului.

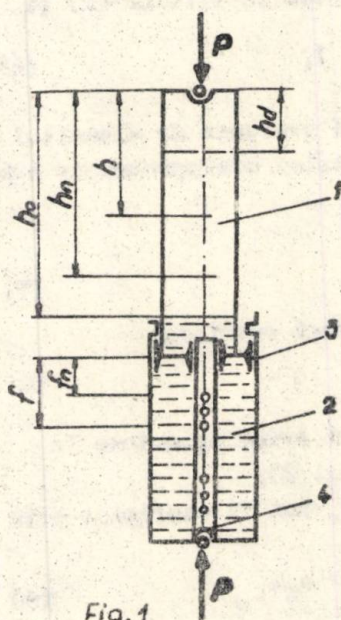


Fig.1

Sarcinile absolute P_0 și P au expresiile:

$$P_0 = p_0 S_L, \quad P = p S_L, \quad (2)$$

în care: p_0 este presiunea absolută inițială în camera de lichid; p - presiunea absolută în camera cu lichid corespunzătoare sarcinii P ; S_L - aria secțiunii transversale a camerei cu lichid.

În virtutea legii continuității scurgerii, rezultă:

$$h = h_0 - f/\lambda, \quad (3)$$

unde: f este deformația suspensiei; λ - raportul între aria secțiunii camerei cu gaz și aria secțiunii camerei cu lichid

$$\lambda = S_g/S_L, \quad (4)$$

$$S_g = \frac{\pi}{4} D_g^2, \quad S_L = \frac{\pi}{4} (D_l^2 - D_t^2) - S_o^p. \quad (5)$$

S-a notat: D_g - diametrul camerei cu gaz; D_L - diametrul camerei cu lichid; D_t - diametrul tubului perforat; S_o^p - aria orificiilor de frinare executate în piston.

Avînd în vedere că comprimarea statică a aerului are loc după o izotermă ($k=1$), în virtutea relațiilor (1) și (3), rezultă:

$$P_s = P_0 h_0 / (h_0 - f_s/\lambda), \quad (6)$$

unde: P_s este sarcina statică absolută preluată de elementul hidropneumatic; f_s - deformația elementului hidropneumatic sub sarcina P_s .

Introducînd notația

$$f_0 = \lambda h_0, \quad (7)$$

din (6) și (7) se obține ecuația izotermei sub forma

$$P_s = P_0 f_0 / (f_0 - f_s), \quad (8)$$

care reprezintă o hiperbolă echilaterală avînd asimptota la distanța f_0 față de axa ordonatelor (fig. 2).

Sarcinile absolute P_s și P_0 pot fi exprimate prin relațiile:

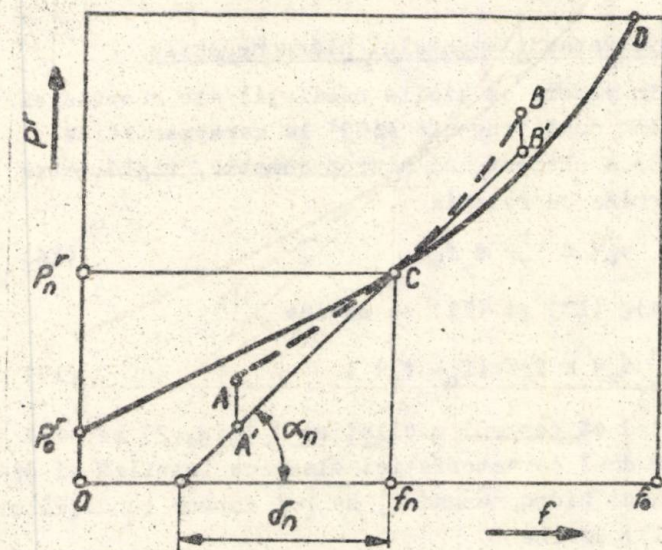
$$P_s = P_s^r + p_a S_L, \quad P_0 = P_0^r + p_a S_L, \quad (9)$$

în care: P_s^r este sarcina statică efectivă (relativă) preluată de elementul hidropneumatic; P_0^r - sarcina inițială efectivă

preluată de elementul hidropneumatic; p_a - presiunea atmosferică.

Din (8) și (9) se obține expresia:

$$P_s^r = P_0 f_0 / (f_0 - f_s) - p_a S_L, \quad (10)$$



care reprezintă caracteristica elastică statică P_{0CD}^r (fig. 2) a elementului hidropneumatic.

Fig. 2

2. Caracteristica elastică dinamică a elementului hidropneumatic

Ținând seama că comprimarea statică a aerului are loc după o izotermă ($k=1$), iar cea dinamică după o politropă ($k=1,38$ [2]), în virtutea relațiilor (1), (3) și (7) se obține ecuația politropei sub forma

$$P_v = P_s \left[(f_0 - f_s) / (f_0 - f_v) \right]^k, \quad (11)$$

în care: P_v este sarcina dinamică absolută preluată de elementul hidropneumatic; f_v - deformația elementului hidropneumatic sub sarcina P_v .

Ținând seama că

$$P_v = P_v^r + p_a S_L, \quad (12)$$

unde P_v^r este sarcina dinamică efectivă preluată de elementul hidropneumatic. Din (11), (13) și (8) rezultă expresia

$$P_v^r = P_0 \frac{f_0}{f_0 - f_s} \left[\frac{f_0 - f_s}{f_0 - f_v} \right]^k - P_s S_L, \quad (13)$$

care reprezintă caracteristica elastică dinamică a elementului hidropneumatic. Pentru $k=1$, simultan cu $f_v=f_s$, caracteristica elastică dinamică (13) se reduce la caracteristica elastică statică (11).

3. Rigiditatea elementului hidropneumatic

Avînd în vedere că micile oscilații ale suspensiei hidropneumatice au loc după tangenta A'CB' la caracteristica dinamică ACB (fig. 2) a elementului hidropneumatic, rigiditatea acestuia se va determina cu relația

$$c_v = d P_v^r / d f_v. \quad (14)$$

Din (14), (13) și (11) se obține

$$c_v = k P_v / (f_0 - f_v). \quad (15)$$

Observînd că centrul oscilației C (fig. 2) se află la intersecția celor două caracteristici elastice (statică și dinamică) ale elementului hidropneumatic, se pot impune condițiile: $f_v = f_s$, ca urmare (15) devine

$$c_v = k P_s / (f_0 - f_s). \quad (16)$$

Din (16) și (8) rezultă

$$c_v = k f_0 P_0 / (f_0 - f_s)^2, \quad (17)$$

apoi, ținînd seama de (2), se obține

$$c_v = k p_0 f_0 S_L / (f_0 - f_s)^2. \quad (18)$$

Pe de altă parte, în virtutea relației (14) și a figurii 2 rezultă expresia

$$c_v = \operatorname{tg} \alpha_v = P_v^r / f_v, \quad (19)$$

din care, pentru $P_v^r = P_s^r = P_n^r$ simultan cu $c_v = c_n$, $f_v = f_n$, se obține rigiditatea sub sarcina nominală

$$c_n = P_n^r / f_n, \quad (20)$$

unde : δ_n este subtangenta caracteristicii elastice dinamice, corespunzătoare centrului de oscilație $C(f_n, P_n^r)$, care se determină cu relația

$$\delta_n = g / (2\pi v_n)^2, \quad (21)$$

v_n fiind frecvența impusă micilor oscilații ale suspensiei sub sarcina nominală P_n^r , care au loc pe tangenta $A'CB'$ la caracteristica elastică dinamică ACB (fig. 2), iar

$$P_n^r = (p_n - p_a) S_l. \quad (22)$$

4. Determinarea parametrului f_0

În virtutea relațiilor (8), (16), (2) și a condițiilor $p_s = p_n$, $f_s = f_n$, $c_v = c_n$, se obține expresia

$$f_0 = k p_n^2 S_l / (p_0 c_n), \quad (23)$$

care, în cazul particular $p_n = p_0$, devine

$$f_0 = k p_0 S_l / c_n. \quad (24)$$

Relațiile (22) și (23) se folosesc când se impune sau se cunoaște rigiditatea elementului hidropneumatic.

Din (23), (20), (22) rezultă

$$f_0 = k \delta_n / \left[(p_0/p_n)(1 - p_a/p_n) \right], \quad (25)$$

iar, pentru $p_n = p_0$, se obține

$$f_0 = k \delta_n / (1 - p_a/p_0). \quad (26)$$

Relațiile (25) și (26) se folosesc când se impune frecvența oscilațiilor sub sarcina nominală, deci se cunoaște δ_n (determinat cu rel.21).

5. Deformarea suspensiei sub sarcina nominală

Dacă spațiul de montaj impune elementului hidropneumatic un diametru relativ mic, care conduce la presiuni mai mari decât cele realizate de compresorul autovehiculului, se va alege o presiune inițială absolută p_a apropiată de cea maximă produsă de compresor și presiunea sub sarcina nominală se va stabili cu relația

$$p_n = p_a + P_n^r / S_l, \quad (27)$$

dedusă din (22).

În virtutea expresiilor (8) și (2), se obține
deformația suspensiei sub sarcina nominală

$$f_n = f_0 \left[1 - (p_0/p_n) \right] \quad (28)$$

BIBLIOGRAFIE

- [1] Olariu, V. Calculul elementului hidropneumatic al
suspensiei mixte a autovehiculelor. În:
Simpozionul de mecanisme și transmisii
mecanice, Regița, p. 567-576.
- [2] xxx Catalogul "Actuale Isolate Ride" al
firmei "Firestone", 1977.

OLARIU, V. ROSCA, I. ACHIRILOAIE, V.P.

CALCULUL ELEMENTULUI HIDROPNEUMATIC
AL SUSPENSIEI AUTOVEHICULELOR

Rezumat

Pentru suspensia hidropneumatică a autovehiculelor, lucrarea prezintă metoda de calcul a caracteristicii elastice statice, a caracteristicii elastice dinamice și a rigidității elementului hidropneumatic.

De asemenea se prezintă expresii pentru asimptota caracteristicii statice și deformațiile suspensiei hidropneumatice.

THE CALCULATION OF THE MOTOR VEHICLES
SUSPENSION'S HYDROPNEUMATIC ELEMENT

Abstract

Referring to the hydropneumatic suspensin of the motor vehicle the article presents the calculation method for the elastic static characteristic, the elastic dynamic characteristic and the rigidity of its hydropneumatic element.

In the same time it presents expressions for the static characteristic's asymptote and the distortions of the hydropneumatic suspension.

masa de masa concentrata. - sistemul maselor stationare, format din masele concentrate in cupletele bazei, al carui centru de masa este de asemenea stationar. - sistemul maselor mobile format din cele altele mase concentrate, legate de cele ale mecanismului, al carui centru de masa este, evident, un punct de biel.

In acest caz, centrul de masa al mecanismului se gaseste pe segmentul de dreapta care uneeste cele doua centre de masa ale sistemelor considerate (stationar si mobil), si care il reprezinta intr-un raport constant (raport de omotetie σ).

La mecanismele la care sînt valabile premisiile adoptate, rezultă ca centrul de masa al mecanismului trebuie să se miște cu omotetia de biel σ față de centrul de masa al mecanismului în poziția inițială sau față de centrul de omotetie, care este un punct fix în spațiu. Pe baza acestor premisiile a fost posibil să se demonstreze că, dacă el este echilibrat în poziția inițială, el va rămâne echilibrat în orice poziție.

Curba centrului de masa al mecanismului, pentru orice plan de biel, este considerată ca o curbă de biel a unui mecanism omotetic asociat mecanismului considerat, fiindcă acesta se comportă ca un punct fix în spațiu, determinat, situat pe linia care unește cupletele 1-2.

3. Stabilirea mecanismului de echilibrare

Se consideră mecanismul mecanismul din fig. 1, pentru care s-au adoptat următoarele premisi:

- centrele de masa ale cupletelor 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, se găsesc pe dreptele care unesc cupletele:

- masele 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, se consideră concentrate în centrele lor de greutate.

Se consideră că mecanismul este echilibrat în poziția inițială, adică în poziția în care cupletele 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7, 7-8, 8-9, 9-10 sunt în poziția inițială.



Se folosesc următoarele notații: σ - masa totală a mecanismului ($\sigma = m_1 + m_2 + m_3$);

$AG_1 = s_1$; $AB = a$; $BC = s_2$; $BC = l_2$

$CG_3 = s_3$; $G_3D = s_{30}$; $CD = l_3$; $AD = l_0$.

Centrele de masa ale sistemelor mobile M_1 , M_2 , pot fi

STUDIUL MISCĂRII CENTRULUI DE MASĂ AL MECANISMULUI

PATROLATER PLAN CU AJUTORUL MECANISMULUI OMOTETIC

ASOCIIAT

Prof.dr.ing.Fl.Dudiță, Universitatea din Brașov,

Asist.ing.M.Ciobanu, Universitatea din Brașov.

1. Introducere

Metoda vectorilor principali [2] permite studiul mișcării centrului de masă al mecanismelor plane cu ajutorul unor mecanisme auxiliare, asociate mecanismului inițial. Formarea unor astfel de mecanisme este posibilă prin câteva metode cunoscute și anume: - metoda contururilor paralelogram [3], [4], [6] și - metoda mecanismelor proporționale [4], [5], [6], [7], dezvoltată în lucrările [5], [6], pentru mecanismele plane în general, sub denumirea de metoda transformării cu dublu contur.

Aceste metode au o aplicabilitate redusă deoarece mecanismele auxiliare obținute au un număr foarte mare de elemente (de exemplu, în cazul unui mecanism plan monocontur cu n elemente, mecanismul auxiliar, determinat prin metoda contururilor paralelogram, are n^2 elemente mobile).

Pornind de la o proprietate remarcabilă a curbei centrului de masă (demonstrată ulterior pe cale geometrică, și de R.Kreutzinger [4]), V.Dobrovolski [1] a propus o metodă de formare a mecanismelor auxiliare, cunoscută sub denumirea de metoda mecanismelor pantograf [1], [3], care, ca și metodele precedente, conduce la mecanisme cu un număr mare de elemente.

În această lucrare se prezintă, pe baza teoremei lui V.Dobrovolski, o nouă metodă de analiză a curbei centrului de masă al mecanismului patrolater plan, cu ajutorul mecanismului omotetic asociat.

2. Premize necesare și proprietăți

Din mulțimea mecanismelor plane formate din lanțuri cinematice cu patru elemente, se consideră mecanismele la care, după concentrarea statică a maselor în articulații, se pot separa două sis-

teme de mase concentrate: - sistemul maselor staționare, format din masele concentrate în cuplele bazei, al cărui centru de masă este de asemenea staționar ; - sistemul maselor mobile format din celelalte mase concentrate, legate de biela mecanismului, al cărui centru de masă este, evident, un punct de bielă.

În acest caz, centrul de masă al mecanismului se găsește pe segmentul de dreaptă care unește cele două centre de masă ale sistemelor considerate (staționar și mobil), pe care îl împarte într-un raport constant (raport de omotetie [11]).

La mecanismele la care sînt valabile premisele adoptate, rezultă că centrul de masă al mecanismului descrie o curbă omotetică de bielă a centrului de masă al sistemului maselor mobile, avînd ca centru de omotetie centrul de masă al sistemului maselor staționare. Pe baza acestor premise și a proprietății omotetiei curbelor descrise de c.d.m. al maselor mobile și de c.d.m. al mecanismului, în continuare se demonstrează teorema:

Curba centrului de masă al mecanismului patrulater plan poate fi considerată ca o curbă de bielă a unui mecanism omotetic asociat mecanismului considerat, avînd ca centru de omotetie un punct fix, unic determinat, situat pe linia ce unește cuplele fixe.

3. Stabilirea mecanismului omotetic asociat

Se consideră mecanismul patrulater plan din fig.1, pentru care s-au adoptat următoarele premise:

- centrele de masă ale elementelor (G_1, G_2, G_3 , v.fig.1) se găsesc pe dreptele care unesc articulațiile;
- masele elementelor (m_1, m_2, m_3), se consideră concentrate static în articulații, deci:

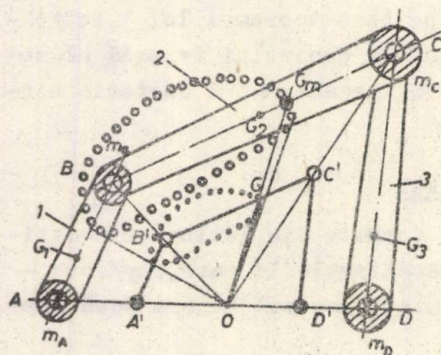


Fig. 1

$$m_A = m_1 \frac{(l_1 - s_1)}{l_1}; \quad m_B = m_1 \frac{s_1}{l_1} + m_2 \frac{l_2 - s_2}{l_2}; \quad (1)$$

$$m_C = m_2 \frac{s_2}{l_2} + m_3 \frac{l_3 - s_3}{l_3}; \quad m_D = m_3 \frac{s_3}{l_3}.$$

Se folosesc următoarele notații: - m - masa totală a mecanismului ($m = m_1 + m_2 + m_3$);

$$AG_1 = s_1; \quad AB = l_1; \quad BG_2 = s_2; \quad BC = l_2;$$

$$CG_3 = s_3; \quad G_3D = s_3; \quad CD = l_3; \quad AD = l_0.$$

Centrele de masă ale sistemelor maselor mobile m_B, m_C , notat cu

G_m , și staționare m_A , m_D , notat cu 0 (v.fig.1), se pot determina astfel:

$$\overline{BG_m} = l_2 \frac{m_c}{m_b + m_c} = l_2 \frac{\frac{m_2 S_2}{l_2} + m_3 \frac{l_3 - S_3}{l_3}}{\frac{m_1 S_1}{l_1} + m_2 + m_3 - \frac{m_3 S_3}{l_3}} = ct.; \quad (2)$$

$$\overline{AO} = l_0 \frac{m_D}{m_A + m_D} = l_0 \frac{\frac{m_3 S_3}{l_3}}{\frac{m_1 (l_1 - S_1)}{l_1} + \frac{m_3 S_3}{l_3}} = ct. \quad (3)$$

Centrul de masă G, al mecanismului patrulater dat ABCD se găsește evident, pe segmentul $\overline{OG_m}$, pe care îl împarte în raportul:

$$\frac{\overline{OG}}{\overline{OG_m}} = \frac{m_b + m_c}{m} = k, \quad (4)$$

adică curba centrului de masă G este omotetică cu curba de bielă a punctului G_m (centrul de masă al sistemului maselor mobile), în raport cu centrul de omotetrie O (centrul de masă al sistemului maselor staționare).

Considerînd același centru de omotetrie O, se construiește mecanismul patrulater omotetic A'B'C'D', astfel ca punctul G să aparțină bielei B'C' (v.fig.1), raportul de omotetrie fiind k; acest mecanism se va numi meccanism omotetic asociat.

Ca urmare, curba centrului de masă al mecanismului patrulater dat este, în același timp, curbă de bielă a unui mecanism omotetic asociat mecanismului inițial.

Dacă mecanismele ABCD și A'B'C'D' sînt homocinetice, cinematica centrului de masă G al mecanismului ABCD se poate studia ca mișcarea unui anumit punct de bielă al mecanismului omotetic asociat A'B'C'D'.

Determinarea raportului de omotetrie k, în funcție de modulii vectorilor principali h_1, h_2, h_3 , se face pornind de la relația (4), înlocuind valorile maselor m_B și m_C cu expresiile (1)

$$k = \frac{m_1 S_1 + (m_2 + m_3) l_1}{m \cdot l_1} - \frac{m_3 S_3}{m} \frac{1}{l_3}, \quad (5)$$

de unde rezultă

$$k = \frac{h_1}{l_1} - \frac{h_3}{l_3}. \quad (6)$$

Lungimile elementelor mecanismului omotetic A'B'C'D', notate cu l_i ($i=0,1,2,3$), se pot determina, în funcție de lungimile elementelor mecanismului inițial, prin transformarea omotetică:

$$\begin{bmatrix} l_0 \\ l_1 \\ l_2 \\ l_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_1 & h_3 \\ l_1 & l_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} l_0 \\ l_1 \\ l_2 \\ l_3 \end{bmatrix} \quad (7)$$

Poziția centrului de omotetrie O se poate determina, în funcție de modulii vectorilor principali și raportul de omotetrie, din relația (3), astfel:

$$\overline{AO} = l_0 \cdot \frac{h_3}{1 - \left(\frac{h_1}{l_1} - \frac{h_3}{l_3} \right)} = \frac{l_0}{1-k} \cdot \frac{h_3}{l_3} \quad (8)$$

adică, mărimea segmentului $\overline{AO}$ nu depinde decât de raportul de omotetrie și lungimea elementului - bază. De asemenea, poziția centru - lui de masă G, al mecanismului inițial ABCD, de pe biela elementului 2' al mecanismului omotetic A'B'C'D', se poate determina prin transformarea omotetică

$$\overline{B'G} = k \cdot \overline{BG}_m \quad (9)$$

sau, în funcție de modulii vectorilor principali:

$$\overline{B'G} = l_2 \left(\frac{h_2}{l_2} - \frac{h_3}{l_3} \right) \quad (10)$$

Exprimarea relației (6) sub formă matriceală

$$k = \frac{1}{m} [m_1, m_2, m_3] \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{l_1} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{l_3} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S_1 \\ 1 \\ S_{30} \end{bmatrix} \quad (11)$$

pune în evidență următoarea proprietate:

- raportul de omotetrie nu depinde decât de masa mecanismului și de lungimile, masele și pozițiile centrelor de masă, în raport cu articulațiile fixe, ale elementelor adiacente bazei (11).

Pe baza acestei proprietăți se poate formula propoziția:

- un raport de omotetrie dat caracterizează o mulțime de mecanisme patrulatere care au un același centru de omotetrie, și un același mecanism omotetic asociat; mecanismele acestei mulțimi au elementele adiacente bazei respectiv identice (aceiași lungime, masă și distribuție a masei), biețele de aceeași lungime și masă dar, cu poziția centrului de masă diferită.

În consecință, curbele centrelor de masă ale acestor mecanisme vor fi descrise de diferite puncte ale bielei mecanismului omotetic asociat.

4. Stabilirea mecanismelor auxiliare derivate din mecanismul omotetic asociat

Conform teoremei lui Roberts-Cebîșev se pot construi încă

două mecanisme care descriu, prin punctul G, aceeași curbă de bielă ca și mecanismul omotetic asociat. În fig.2 este reprezentat mecanismul omotetic asociat A'B'C'D', împreună cu mecanismele derivate A'E'F'O' și O'H'K'D'. Lungimile elementelor mecanismului derivat A'E'F'O' se pot calcula, în funcție de modulii vectorilor lor principali ai mecanismului inițial

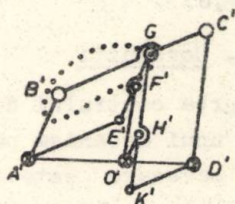


Fig. 2

ABCD, astfel:

$$\begin{cases} \overline{A'E'} = l_{11} = \overline{B'G} = l_2 \left(\frac{h_2}{l_2} - \frac{h_3}{l_3} \right); \\ \overline{E'F'} = l_{12} = \frac{\overline{BG}}{\overline{BC}} \cdot \overline{AB'} = l_1 \left| \frac{h_2}{l_2} - \frac{h_3}{l_3} \right|; \\ \overline{F'O'} = l_{13} = \overline{GH'} = \frac{\overline{BG}}{\overline{BC}} \cdot \overline{CD'} = l_3 \left| \frac{h_2}{l_2} - \frac{h_3}{l_3} \right|; \\ \overline{A'O'} = l_{10} = l_0 \left(\frac{h_2}{l_2} - \frac{h_3}{l_3} \right); \quad \overline{EG} = \overline{AB'} = l_1 = k l_1. \end{cases} \quad (12)$$

Pe baza relației (12) se observă că între lungimile elementelor mecanismului inițial ABCD și lungimile elementelor mecanismului asociat derivat A'E'F'O' există relația de transformare:

$$\begin{Bmatrix} l_{11} \\ l_{12} \\ l_{13} \\ l_{10} \end{Bmatrix} = k_1 \begin{Bmatrix} l_2 \\ l_1 \\ l_3 \\ l_0 \end{Bmatrix}, \quad (13)$$

unde, prin $k_1 = \frac{h_2}{l_2} - \frac{h_3}{l_3}$ s-a notat operatorul scalar de transformare.

Analog, pentru mecanismul asociat O'H'K'D', rezultă că

$$\begin{Bmatrix} l_{21} \\ l_{22} \\ l_{23} \\ l_{20} \end{Bmatrix} = k_2 \begin{Bmatrix} l_1 \\ l_3 \\ l_2 \\ l_0 \end{Bmatrix}, \quad (14)$$

unde, $k_2 = \frac{h_1}{l_1} - \frac{h_2}{l_2}$ este, de asemenea, un operator scalar.

Prin l_{2i} ($i=0,1,2,3$) s-au notat lungimile elementelor mecanismului O'H'K'D'.

Relațiile (13) și (14) demonstrează că mecanismele derivate, A'E'F'O' și O'H'K'D', sînt omotetice, în raport cu centrul de omotetie O, cu mecanismele AEFO₁ și O₁HKD, (v.fig.3) derivate, conform teoremei Roberts-Cebîșev, din mecanismul patrulater inițial ABCD, avînd același raport de omotetie k. În consecință, mișcarea centrului de masă G al mecanismului ABCD poate fi analizată cu ajutorul mecanismelor derivate asociate A'E'F'O' și O'H'K'D', cu condiția ca aceste mecanisme să fie homocinetice cu mecanismul inițial. Această condiție se poate realiza prin legarea mecanismului

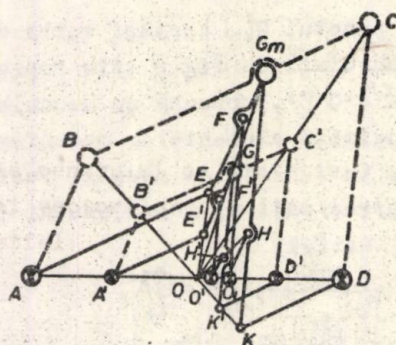
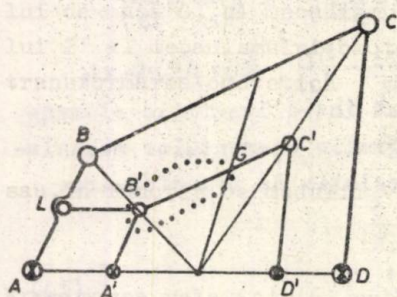
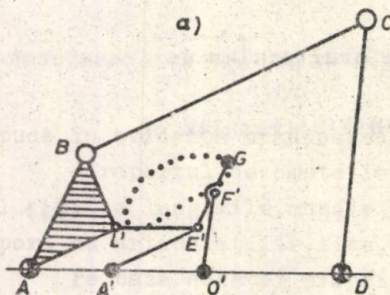


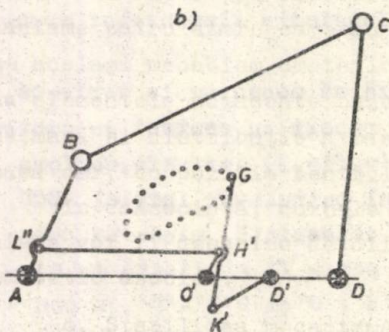
Fig. 3



a)



b)



c)

Fig. 4

inițial ABCD de unul din mecanismele asociate (omotetic sau derivate), astfel ca să rezulte un contur paralelogram $ALB'A'$ (fig. 4, a), $AL'E'A'$ (fig. 4, b) și $AL''HO'$ (fig. 4, c).

5. Concluzii

1. Curba centrului de masă al unui mecanism patru-later oarecare este omotetică unei anumite curbe de bielă și, ca urmare, în caz general, este o curbă de gradul șase (sextică).

2. Raportul de omotetie depinde de masa mecanismului și de masele, lungimile și pozițiile centrelor de masă, în raport cu articulațiile fixe, ale elementelor adiacente bazei.

3. Poziția centrului de omotetie depinde numai de lungimea elementului bază și de valoarea raportului de omotetie.

4. Un raport de omotetie dat caracterizează o mulțime de mecanisme patru-later care au același centru de omotetie și același mecanism omotetic asociat.

5. Curba centrului de masă al unui mecanism dat poate fi trasată:

a) - cu ajutorul unui mecanism omotetic asociat (fig. 1);

b) - cu ajutorul mecanismelor derivate, conform teoremei lui Roberts-Cebîșev, din mecanismul omotetic asociat (fig. 2);

c) - cu ajutorul unor mecanisme policontur, obținute prin legarea, printr-un element de cuplare, a me-

canismului inițial cu unul din mecanismele auxiliare (fig.4).

6. Cinematica centrului de masă al unui mecanism patrulater se poate studia ușor, considerînd centrul de masă ca un punct de bielă al unui mecanism asociat, omotetic sau derivat.

6. Bibliografie

- [1] DOBROVOLSKI, V.V. - On the motion of the center of mass of a four - bar linkage. In: I.M.vol.3, nr.4, 1968, pag.233-234.
- [2] FISCHER, O. - Über die reduzierten Systeme und die Hauptpunkte der Glieder eines Gelenkmechanismus. In: Zeit. für Math. und Phys. Vol.47, 1902, pag.429-466.
- [3] HILPERT, H. - Weight balancing of precision mechanical instruments. In: I.M. vol.3, nr.4, 1968, pag.289-302.
- [4] KREUTZINGER, R. - Concerning the motion of the center of mass of a crank mechanism. In: I.M.vol.3, nr.4, 1968, pag.335-338.
- [5] Scepetilnikov, V.A. - The determination of the mass centers of mechanisms in connection with the problem of mechanism balancing. In: I.M. vol.3, nr.4, 1968, pag.367-389.
- [6] SCEPETILNICOV, V.A. - Osnovî balansirovocnoi tehniki. Moskva, Maşinostroenie, 1975.
- [7] WUNDERLICH, W. - Concerning the trajectory of the center of mass of the four-bar linkage and the slider-crank mechanism. In: I.M.vol.3. nr.4, 1968, pag.391-396.

DUDITA, FL., CIOBANU, M.

STUDIUL MIȘCĂRII CENTRULUI DE MASĂ AL MECANISMULUI

PATRULATER PLAN CU AJUTORUL MECANISMULUI OMOTETIC ASOCIIAT

Rezumat

În lucrare se prezintă, pe baza teoremei lui V.Dobrovolski, o nouă metodă de analiză a mișcării centrului de masă al mecanismului patrulater plan, cu ajutorul mecanismului omotetic asociat.

Se stabilesc, pentru mecanismul omotetic asociat, raportul de omotetrie, poziția centrului de omotetrie precum și mecanismele auxiliare derivate obținute pe baza teoremei lui Roberts-Cebîșev.

L'ÉTUDE DU MOUVEMENT DU CENTRE DE MASSE DU MÉCANISME

QUADRILATÈRE PLAN À L'AIDE DU MÉCANISME HOMOTHÉTIQUE ASSOCIÉ

Resumé

Dans l'étude On présente, sur la base du théorème de V.Dobrovolski, une nouvelle méthode d'analyse du mouvement du centre de masse du mécanisme quadrilatère plan, à l'aide du mécanisme homothétique associé.

On établit, pour le mécanisme homothétique associé, le rapport d'homothétie, la position du centre d'homothétie ainsi que les mécanismes auxiliaires dérivés obtenues sur la base du théorème de Roberts-Chebyshev.

O CALE GRAFICA DE SINTEZA A MECANISMELOR CU PATRU
ELEMENTE GENERATOARE DE TRAIECTORII CU AXA DE SI-
METRIE

Asist.ing.H.Souca - Universitatea din Braşov,
Asist.ing.G.Circinmaru - Universitatea din Braşov.

1. Introducere

Mecanismele generatoare de traiectorii cu axă de simetrie şi proprietăţile acestora au fost pe larg analizate în [3], unde se şi propune o metodă de sinteză. În [1],[2], se întâlnesc mai multe metode de sinteză a mecanismelor generatoare de traiectorii, care impun unui punct de bielă să treacă prin mai multe puncte ale curbei care trebuie descrisă. Utilizând proprietăţile mecanismelor generatoare de traiectorii cu axă de simetrie [3] în lucrarea de faţă se propune o cale grafică de sinteză a acestora. Mecanismele generatoare de traiectorii cu axă de simetrie sînt [3]: mecanismul isoscel dublă-manivelă, mecanismul dublu-balansier simetric, mecanismul cu culisă oscilantă şi mecanismul bielă manivelă. Punctul generator al traiectoriei trebuie să fie [3] situat pe cercul k_5 de rază $BO_B = BA = BM = c$ (fig.1 şi 2), poziţiile M_I şi M_{II} (corespunzătoare unghiului $\alpha = 0$ respectiv $\alpha = \frac{\pi}{2}$) definesc axa de simetrie a traiectoriei, axă care trece prin O_B şi face unghiul " $\delta = \frac{\pi}{2} - \kappa$ " cu direcţia bazei $O_B O_A$ (κ este unghiul BAM din planul bielei), iar punctele M_{B_I} şi $M_{B_{II}}$ (corespunzătoare unghiului $O_B A O_A = \frac{\pi}{2}$) definesc tangentele exterioare ale traiectoriei - care trec prin O_B şi fac între ele unghiul $2\beta_{Z_t}$ ($\beta_{Z_t} = \max(\beta_Z) \neq A O_B O_A$).

2. Calea de sinteză propusă

Calea propusă rezolvă problema sintezei mecanismelor generatoare de tractorii cu axă de simetrie cînd se cunosc:

- articulaţia balansierului la bază şi un punct M_I al curbei situat pe axa de simetrie,

- unghiul $2\beta_{Z_t}$ între tangentele exterioare,
- lungimea manivelei „a” sau a bazei d.

În vederea sintezei se parcurg următoarele etape (fig.3):

- se figurează pe desen punctele O_B și M_I ;
- se figurează direcția bazei $O_B O_A$ care face cu axa de simetrie unghiul $\delta = \frac{\pi}{2} - \alpha$, ales arbitrar dacă nu este impus la proiectare,
- observind că $\lambda = \frac{a}{d} = \sin \beta_{Z_t}$ se calculează $a = d \lambda$ (dacă s-a impus la proiectare „d”) sau $d = \frac{a}{\lambda}$ (dacă s-a impus „a”),
- se figurează poziția O_A și poziția A_I a articulației A pe direcția bazei (se cunoaște a și d),
- se determină articulația B în poziția B_I la intersecția mediatoarelor m_1 și m_2 ale segmentelor $A_I M_I$ respectiv $O_B A_I$; rezultă astfel lungimea „c” a balansierului și a bielor, precum și lungimea $k = A_I M_I$, mecanismul fiind astfel determinat. În fig.3 s-a exemplificat sinteza mecanismului isoscel manivelă-balansier.

În cazul mecanismului isoscel dublă-manivelă, unghiul $2\beta_{Z_t}$ între tangentele exterioare nu are sens. Ca urmare în locul acestui unghi se va alege raportul $\lambda = \frac{a}{d} > 1$, iar sinteza mecanismului decurge în mod asemănător (v.fig.4).

Pentru a descrie curba cu ajutorul unui mecanism dublu-balansier simetric, se face sinteza mecanismului isoscel manivelă balansier, iar prin aplicarea teoremei Roberts-Celisev, rezultă mecanismul dublu balansier simetric. În fig.5 este exemplificat acest lucru plecându-se de la mecanismul $O_A A B O_B$ în poziția $O_A A B O_B$ sintetizat în fig.3. Rezultă mecanismul $O_A A' C' O_C$.

Pentru mecanismul cu culisă oscilantă, sinteza decurge în mod asemănător, cu deosebirea că după determinarea articulației O_A se determină articulația A în poziția A_B la intersecția cercului k_a cu cercul k_b . Se determină apoi punctul M al bielei în poziția M_{B_I} la distanța $A_B M_{B_I} = A_I M_I = k$ (fig.6).

Observind că punctul M de pe biela mecanismului bielă-manivelă ajunge în pozițiile extreme M_{B_I} și $M_{B_{II}}$ când unghiul $BAC_A = \frac{\pi}{2}$ și punctul B este în poziția B_B , considerând distanța $d = O_A B_B$, sinteza decurge în mod asemănător cu cea a mecanismului cu culisă oscilantă (v.fig.7).

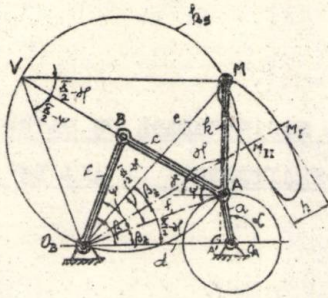


Fig. 1

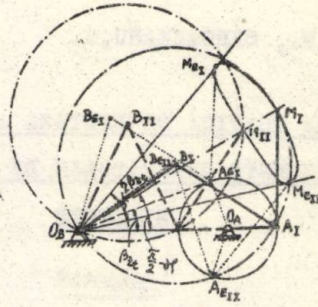


Fig. 2

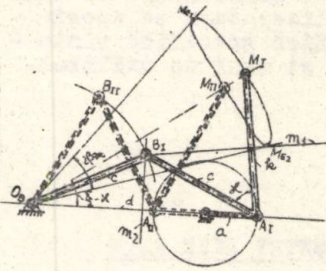


Fig. 3

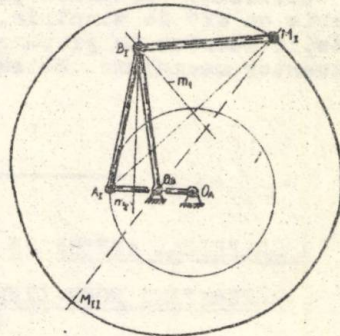


Fig. 4

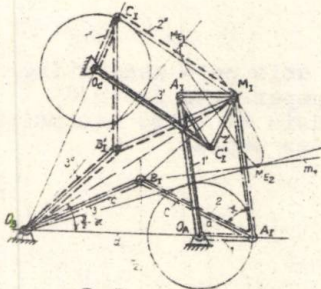


Fig. 5

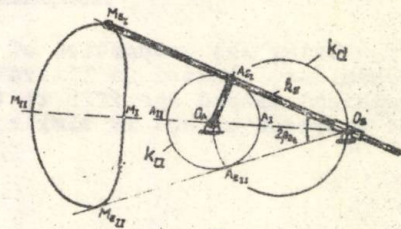


Fig. 6

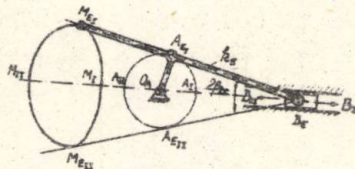


Fig. 7

Bibliografie

- [1] HAIN, K. Angewandte Getriebelehre. VDI-Verlag GmbH, Dusseldorf 1961.
- [2] LOHSE P. Getriebezynthese. Springer-Verlag, Berlin, 1975.
- [3] MEYER ZUR CAPELLEN, W. Analitische Darstellung symmetrischer Koppelcurven. Westdeutscher Verlag, Köln u. Opladen 1964.
- [4] SOUCA, H. Metodă analitică de sinteză a mecanismului manivelă-balansier generator de traiectorii cu axă de simetrie. Proiectarea asistată de calculator. Vol. III. Universitatea din Braşov, 1978.

SOUCA, H., CIRCIUMARU, G.

O CALE GRAFICA DE SINTEZA A MECANISMELOR CU PATRU
ELEMENTE GENERATOARE DE TRAIECTORII CU AXA DE
SIMETRIE

Rezumat

Utilizând proprietățile mecanismelor generatoare de traiectorie cu axă de simetrie, deschise în literatura de specialitate, în lucrare se propune o metodă grafică specifică sintezei acestor mecanisme. Metoda este simplă și ușor de utilizat.

A GRAPHICAL SYNTHESIS METHOD OF SYMMETRY AXIS PATH
GENERATING FOUR-LINK MECHANISMS

Abstract

Using the properties of symmetry axis path generating mechanisms, treated in literature the paper puts forth a graphical method specific to the synthesis of these mechanisms. The proposed method is simple and easy to employ.

EXTINDEREA UNEI METODE ANALITICE DE SINTEZA A MECANISMULUI
ISOSCEL MANIVELA-BALANSIER, LA SINTEZA ALTOR MECANISME GE-
NERATOARE DE TRAIECTORII CU AXA DE SIMETRIE

Ing.G.Circiumaru - asistent la Universitatea din Braşov,

Ing.N.Souca - asistent la Universitatea din Braşov.

1. Introducere

Mecanismele generatoare de traiectorii cu axă de simetrie şi proprietăţile acestora au fost pe larg analizate în [1]. În [2] se propune o metodă analitică de sinteză a mecanismului isoscel manivelă-balansier, metodă care se extinde în lucrarea de faţă şi la sinteza altor mecanisme generatoare de traiectorii cu axă de simetrie: mecanismul isoscel dublă-manivelă, mecanismul dublu balansier simetric, mecanismul cu culisă oscilantă şi mecanismul bielă manivelă. Conform [1], punctul M al bielei, generator al traiectoriei, trebuie să se afle pe cercul k_s de rază $BO_B = BA = BM = c$ (fig.1,2), poziţiile M_I şi M_{II} (corespunzătoare unghiului $\alpha = 0$ respectiv $\alpha = \pi$) definesc axa de simetrie a traiectoriei, care trece prin O_B şi face cu direcţia $O_B O_A$ unghiul $\delta = \frac{\pi}{2} - \alpha$ (α este $\angle BAM$), punctele M_{BI} şi M_{BII} (corespunzătoare unghiului $\angle O_B A O_A = \frac{\pi}{2}$) definesc tangentele exterioare ale traiectoriei, care trec prin O_B şi fac între ele unghiul $2\beta_{zt}$ ($\beta_{zt} = \max(\beta_z) = \max(\angle A O_B M)$).

Conform [2] pentru sinteză se presupun cunoscute:

- distanţele $O_B M_I = e_I$ şi $O_B M_{II} = e_{II}$;
- unghiul $2\beta_{zt}$ între tangentele exterioare ale traiectoriei.

În vederea sintezei se parcurg etapele [2]:

- se alege arbitrar (dacă nu este impus), unghiul $\delta = \frac{\pi}{2} - \alpha$ între axa de simetrie şi direcţia bazei $O_B O_A$;
- se calculează: $\lambda = \frac{B}{C} = \sin \beta_{zt}$ şi $h = e_I - e_{II}$;
- se calculează: $d = \frac{B + \sqrt{B^2 - AC}}{A}$,

în care: $A = 4\lambda$; $B = [2\lambda e_I + h(1-\lambda)] \cdot \sin \alpha$; $C = (2e_I - h)h$;

- se calculează: $c = \pm \frac{1}{2 \cos \alpha} \sqrt{d^2(1+\lambda)^2 - 2e_I d(1+\lambda) \sin \alpha + e_I^2}$,

unde

$$a = d \lambda = d \sin \beta_{Zt} \quad \text{și} \quad k = AM = 2c \cos \alpha.$$

În urma acestor calcule mecanismul isoscel manivelă-balansier este complet determinat.

2. Extinderea metodei la sinteza altor mecanisme generatoare de traiectorii cu axă de simetrie

În vederea sintezei acestor mecanisme, se consideră curba caracterizată prin aceleași date: e_I, e_{II} și unghiul $2\beta_{Zt}$. Pentru a genera traiectoria cu ajutorul unui mechanism dublu-balansier simetric se face sinteza mecanismului isoscel manivelă-balansier, după care, aplicând acestuia teorema Roberts-Cebîșev, se obține mecanismul dorit. Metoda propusă în [2] se poate aplica și pentru sinteza mechanismului isoscel dublu-manivelă, dacă în locul unghiului $2\beta_{Zt}$ (care aici nu are sens) se alege raportul $\lambda = \frac{a}{d} > 1$, iar punctele M_I și M_{II} situate de o parte și de alta a articulației O_B pe axa de simetrie ($h = e_I + e_{II}$). Exemplu: se cunosc $e_I = 50 \text{ mm}$, $e_{II} = 70 \text{ mm}$, $\lambda = \frac{a}{d} = 1,5$ și se alege $\delta = 60^\circ$. Pentru sinteză se calculează: $\alpha = \frac{\pi}{2} - \delta = 30^\circ$; $h = e_I + e_{II} = 120 \text{ mm}$; $A = 4\lambda = 6$;

$$B = [2\lambda e_I + h(1-\lambda)] \cdot \sin \alpha = 45; \quad C = (2e_I - h)h = -2400; \quad d = \frac{B - \sqrt{B^2 - AC}}{A} = 30 \text{ mm};$$

$$c = \pm \frac{1}{2 \cos \alpha} \sqrt{d^2(1+\lambda)^2 - 2e_I d(1+\lambda) \sin \alpha + e_I^2} = 37 \text{ mm}; \quad a = d\lambda = 45 \text{ mm};$$

$$k = 2c \cos \alpha = 66 \text{ mm}.$$

Mecanismul este reprezentat la scară în fig.3.

Mecanismul cu culisă oscilantă se obține din mecanismul isoscel manivelă-balansier prin înlocuirea articulației din B cu o cuplă de translație; cercul k_B se transformă într-o dreaptă, pe care se află punctul generator M. Cunoșcându-se e_I, e_{II} și unghiul $2\beta_{Zt}$ se observă (fig.4) că $h = e_I - e_{II} = 2a$; $\lambda = \frac{a}{d} = \sin \beta_{Zt}$

$$\text{Rezultă: } a = \frac{e_I - e_{II}}{2}; \quad d = \frac{a}{\sin \beta_{Zt}}; \quad k = AM = e_I - (d + a).$$

Mecanismul bielă manivelă se obține prin înlocuirea articulației O_B a mecanismului isoscel manivelă-balansier cu o cuplă de translație (fig.5). Cercul k_B se transformă, de asemenea, într-o dreaptă. Punctul M ocupă pozițiile M_{EI} și M_{EII} când $\angle BAO_A = \frac{\pi}{2}$ și punctul B se află în poziția B_E . Considerând $d = B_E O_A$, cunoșcându-se e_I, e_{II} și unghiul $2\beta_{Zt}$, rezultă:

$$a = \frac{e_I - e_{II}}{2}; \quad d = \frac{a}{\sin \beta_{Zt}}; \quad c = BA = \frac{a}{\sin \beta_{Zt}} \quad \text{și} \quad k = AM = e_I - (d + a).$$

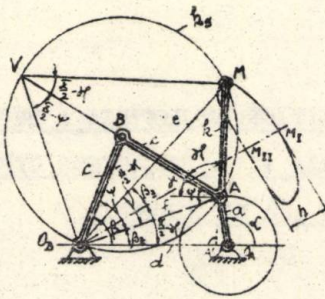


Fig. 1

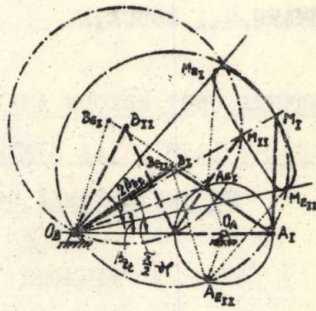


Fig. 2

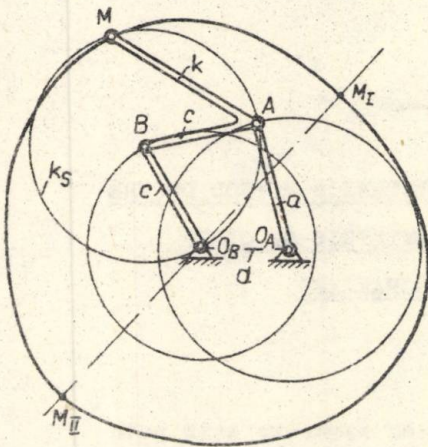


Fig. 3

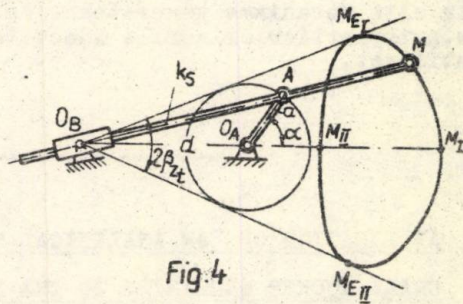


Fig. 4

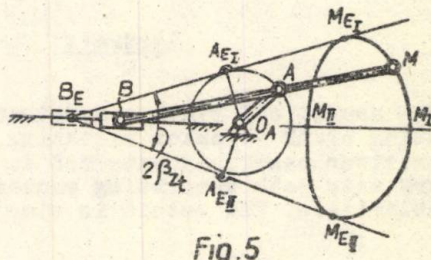


Fig. 5

Bibliografie

- [1] MEYER ZUR CAPELLEN, W. Analitische Darstellung symmetrischer Koppelcurven. Westdeutscher Verlag Köln u. Opladen 1964.
- [2] SOUCA, N. Metodă analitică de sinteză a mecanismului manivelă-balansier generator de traiectorii cu axă de simetrie. Proiectarea asistată de calculator. Vol. III. Universitatea din Bragov, 1978.

CIRCIUMARU, G., SOUCA, N.

EXTINDEREA UNEI METODE DE ANALITICĂ DE SINTEZĂ A MECANISMULUI
MANIVELĂ-BALANSIER LA SINTEZĂ ALTOR MECANISME GENERATOARE
DE TRAIECTORII CU AXĂ DE SIMETRIE

Rezumat

O metodă analitică de sinteză a mecanismului manivelă balansier generator de traiectorii cu axă de simetrie, propusă de autori într-o lucrare precedentă se extinde în prezenta lucrare și la alte mecanisme generatoare de traiectorii cu axă de simetrie, prin particularizările adecvate. Metoda este simplă și ușor de utilizat.

APPLICATION OF AN ANALYTICAL SYNTHESIS METHOD OF THE
CRANK-ROCKER MECHANISM TO THE SYNTHESIS OF OTHER
SYMMETRY AXIS PATH GENERATING MECHANISMS

Abstract

The analytical synthesis method of symmetry axis path generating crank - rocker mechanism, proposed by the authors in a previous paper, is extended in this paper to other symmetry axis path generating mechanisms, through proper particularities. The method is simple and easy to employ.

CRITERII PENTRU OPTIMIZAREA SINTEZEI MECANISMELOR DE DIRECTIE CU DOUA UNITATI PLANETARE

Dr.ing. A. Jula, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Ing.D.V.Diaconescu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

Aceste mecanisme de direcție se caracterizează prin raze de virare $R \geq 0,5 B$ (B - ecartamentul autovehiculului) și viteze de deplasare în viraj reglabile, pentru $R = 0,5 B$.

În lucrare, se stabilesc criterii analitice pentru optimizarea sintezei acestor tipuri de mecanisme, luând în considerare raportul de transmitere, circulația teoretică de putere, randamentul și momentele reale de încărcare. În acest scop, se stabilesc expresiile mărimilor amintite, pentru un mecanism reprezentativ (fig.1).

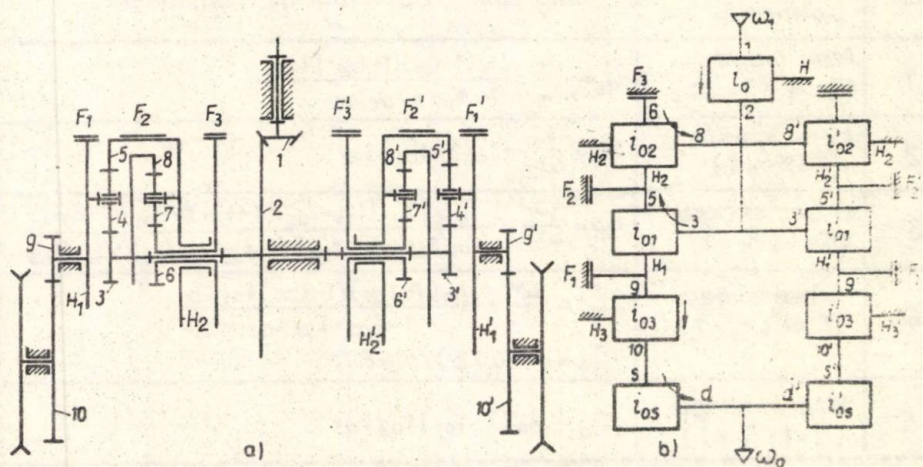


Fig.1

1. Cinematica

În situațiile funcționale corespunzătoare virării, cinemática mecanismului complex, format de mecanismul de direcție împreună cu solul, se efectuează pe mecanismul inversat în raport cu corpul tractorului.

Tabelul 1 (fig. 1)

Situații funcționale	F_1	F_2	F_3	F_1'	F_2'	F_3'	Observații
Mers înainte	0	0	1	0	0	1	rapidă
	0	1	0	0	1	0	lentă
Virare stînga	1	0	0	0	1	0	lentă ($R=0,5B$)
	1	0	0	0	0	1	rapidă ($R=0,5B$)
	0	1	0	0	0	1	$R > 0,5B$
Virare dreapta	0	1	0	1	0	0	lentă ($R=0,5B$)
	0	0	1	1	0	0	rapidă ($R=0,5B$)
	0	0	1	0	1	0	$R > 0,5B$

Expresiile rapoartelor de transmitere, corespunzătoare si -
tuațiilor funcționale distincte (tabelul 1), precum și rapoarte-
le cinematice interioare sînt prezentate în tabelul 2. Pe baza
acestor expresii, pentru condiții de deplasare impuse, se deter -
mină rapoartele cinematice exterioare și numerele de dinți.

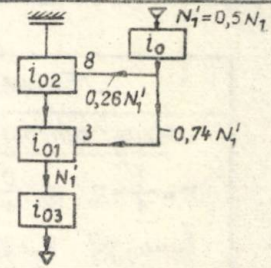
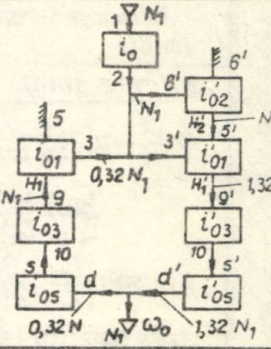
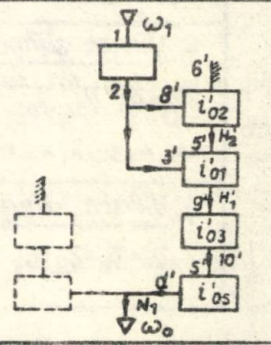
Tabelul 2 (fig. 1)

Cazul	Situația funcțională distinctă	Expresiile raportului de transmitere
1	Mers înainte ($F_3 = F_3' = 1$)	$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_{10}} = \frac{i_0(1-i_{01})(1-i_{02})i_{03}}{1-i_{02}+i_{01}i_{02}}$
2	Mers înainte ($F_2 = F_2' = 1$)	$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_{10}} = i_0(1-i_{01})i_{03}$
3	Virare stînga ($F_2 = 1; F_3 = 1$)	$i_{1d} = \frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{i_0 i_{03} i_{03}' (i_{05} - i_{05}') (1 - i_{01}') (1 - i_{01}) (1 - i_{02}')}{i_{03}' (1 - i_{01}') (1 - i_{02}') - (1 - i_{02}' + i_{01}' i_{02}') (1 - i_{01}) i_{03}}$
4	Virare stînga ($F_1 = 1; F_3 = 1$)	$i_{1d}' = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{i_0 (1 - i_{01}') (1 - i_{02}') i_{03}' i_{05}'}{1 - i_{02}' + i_{01}' i_{02}'}$ $i_{05}' = (R + 0,5B)/r = B/r$
5	Virare stînga ($F_1 = 1; F_2 = 1$)	$i_{1d}' = i_0 (1 - i_{01}') i_{03}' i_{05}'$
$i_0 = i_{1-2}^{H1} = z_2/z_1; i_{01} = i_{3-5}^{H1} = -z_5/z_3; i_{01}' = i_{3'-5'}^{H1'} = i_{01};$ $i_{02} = i_{6-8}^{H2} = -z_8/z_6; i_{02}' = i_{6'-8'}^{H2'} = i_{02}; i_{03} = i_{9-10}^{H3} = -z_{10}/z_9;$ $i_{03}' = i_{9'-10'}^{H3'} = i_{03}; i_{05} = (R \pm 0,5B)/r; i_{05}' = (R \pm 0,5B)/r$ (semnul superior este valabil în cazul virajului stînga, iar semnul inferior în cazul virajului dreapta). R = rază de virare; r = raza roții stelate. Celelalte situații sînt simetrice.		

2. Circulația teoretică de putere

Valorile coeficienților de repartire a puterii pe ramurile mecanismului constituie un criteriu dinamic important în sinteza acestor mecanisme. Impunând limitele maxime ale acestor coeficienți, se obțin restricții suplimentare pentru determinarea ra -

Tabelul 3

Expresiile coeficienților de putere	
1. Mers rectiliniu ($F_3 = F'_3 = 1$) $\frac{N_2}{N_1} = \frac{i_{02}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{02}} \frac{1}{i_{H2-8}-1} = \frac{i_{01} i_{02}}{1 - i_{02} + i_{01} i_{02}} > 0$ $\frac{N_3}{N_1} = \frac{1}{1 - i_{H1-3}} \frac{i_{02}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{02}} = \frac{1 - i_{02}}{1 - i_{02} + i_{01} i_{02}} > 0$	
3. Virare stînga ($F_2 = F'_3 = 1$) $\frac{N_9}{N_1} = \frac{i_{03}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{03}} = \frac{1 - i_{02}}{-i_{01} i_{02}} < 0$ $\frac{N'_9}{N_1} = \frac{i'_{03}}{i} \frac{\partial i}{\partial i'_{03}} = \frac{1 - i_{02} + i_{01} i_{02}}{i_{01} i_{02}} > 0$ $\frac{N_{8'}}{N_1} = \frac{1}{i_{H2-8'}-1} \frac{i'_{02}}{i} \frac{\partial i}{\partial i'_{02}} = +1$ $\frac{N'_3}{N_1} = \frac{1}{1 - i_{H1-3'}} \frac{i'_{01}}{i} \frac{\partial i}{\partial i'_{01}} = \frac{1 - i_{02}}{i_{01} i_{02}} > 0$	
4. Virare stînga ($F_1 = F'_3 = 1$) $\frac{N_8}{N_1} = \frac{i_{01} i_{02}}{1 - i_{02} + i_{01} i_{02}} > 0$ $\frac{N'_3}{N_1} = \frac{1 - i_{02}}{1 - i_{02} + i_{01} i_{02}} > 0$	
Obs. Cazurile 2 și 5 nu prezintă ramificații de putere. Circulațiile de putere prezentate în schemele de mai sus au fost stabilite pentru exemplul $i_0 = 6$; $i_{01} = -4$; $i_{02} = -3,5$; $i_{03} = -4$.	

poartelor cinematice interioare. Expresiile acestor coeficienți sînt prezentate în tabelul 3.

3. Randamentul

Randamentul constituie un criteriu fundamental în sinteza dinamică a acestor mecanisme. Ca urmare, randamentul reprezintă o restricție suplimentară în stabilirea rapoartelor cinematice interioare. Expresiile randamentelor corespunzătoare distincte sînt prezentate în tabelul 4.

Tabelul 4

Expresiile randamentului	
1. <u>Mers rectiliniu</u> ($F_3 = F_3' = 1$)	
$\eta = \frac{\bar{i}}{i} = \eta_0 \frac{x_0}{\eta_{03}} \frac{x_3}{\eta_{03}} \frac{(1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02})}{(1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02})} \frac{1-\bar{i}_{02} + \bar{i}_{01}\bar{i}_{02}}{1-\bar{i}_{02} + \bar{i}_{01}\bar{i}_{02}}$ $\bar{i}_{0j} = i_{0j} \eta_{0j}^{x_j}; X_0 = \operatorname{sgn} \frac{i_0}{i} \frac{\partial i}{\partial i_0} = +1; X_3 = +1; X_1 = +1; X_2 = -1$ In expresia randamentului nu s-a luat în considerare randamentul senilei	
3. <u>Virare stînga</u> ($F_2 = F_3' = 1$)	
$\eta = \frac{\bar{i}}{i} = \eta_0 \frac{x_0}{\eta_{03}} \frac{x_3}{\eta_{03}} \frac{x_3' (i_{05} - \bar{i}_{05})(1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02})(1-\bar{i}_{01})}{(i_{05} - \bar{i}_{05})(1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02})(1-\bar{i}_{01})}$ $\frac{i_{03}(1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02}) - (1-\bar{i}_{02} + \bar{i}_{01}\bar{i}_{02})(1-\bar{i}_{01})i_{03}}{\bar{i}_{03}(1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02}) - (1-\bar{i}_{02} + \bar{i}_{01}\bar{i}_{02})(1-\bar{i}_{01})\bar{i}_{03}}$ $X_1' = \operatorname{sgn} \frac{i_{01}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = +1; X_1 = -1; X_2' = -1; X_3 = -1; X_3' = +1$ $X_{05} = \operatorname{sgn} (0,5 - \frac{R}{B}) = -1; X_{05}' = \operatorname{sgn} (0,5 + \frac{R}{B}) = +1; X_0 = +1$	
4. <u>Virare stînga</u> ($F_1 = F_3 = 1$)	
$\eta = \eta_0 \frac{x_0}{\eta_{03}} \frac{x_3'}{\eta_{05}} \frac{x_3' (1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02})}{(1-\bar{i}_{01})(1-\bar{i}_{02})} \frac{1-\bar{i}_{02} + \bar{i}_{01}\bar{i}_{02}}{1-\bar{i}_{02} + \bar{i}_{01}\bar{i}_{02}}$ $X_0 = +1; X_1' = +1; X_2' = -1; X_3' = +1; X_5' = +1$	
5. <u>Virare stînga</u> ($F_1 = F_2' = 1$)	
$\eta = \eta_0 \eta_{03} \eta_{05} \frac{1-\bar{i}_{01} i_{01}}{1-\bar{i}_{01}}$	

4. Momentele reale de încărcare

Expresiile momentelor reale de încărcare ale elementelor centrale, corespunzătoare situațiilor funcționale analizate, rezultă prin rezolvarea sistemelor de ecuații din tabelul 5 (ecuațiile echilibrului dinamic [1]).

Tabelul 5

1. <u>Mers rectiliniu ($F_3 = F_3' = 1$)</u> $M_1' \bar{I}_0 + M_2' = 0$; $M_1' = 0,5 M_1$; $M_2' = 0,5 M_2$; $M_2' + M_8 + M_6' = 0$; $M_6' \bar{I}_{02} + M_8 = 0$; $M_6' + M_8 + M_{H2} = 0$; $M_{H2} + M_5 = 0$; $M_3' \bar{I}_{01} + M_5 = 0$; $M_3' + M_5 + M_{H1} = 0$; $M_{H1} + M_9 = 0$; $M_9 \bar{I}_{03} + M_r = 0$; $M_r = \text{moment rezistent}$.
2. <u>Mers rectiliniu ($F_2 = F_2' = 1$)</u> $M_1' \bar{I}_0 + M_2' = 0$; $M_1' = 0,5 M_1$; $M_2' = 0,5 M_2$; $M_3' \bar{I}_{01} + M_5 = 0$; $M_3' + M_5 + M_{H1} = 0$; $M_{H1} + M_9 = 0$; $M_9 \bar{I}_{03} + M_r = 0$.
3. <u>Virare stînga ($F_2 = F_3 = 1$)</u> $M_1' \bar{I}_0 + M_2 = 0$; $M_2 + M_8' = 0$; $M_6' \bar{I}_{02} + M_8' = 0$; $M_6' + M_8' + M_6 = 0$; $M_{H2} + M_5' = 0$; $M_3' \bar{I}_{01} + M_5' = 0$; $M_3' + M_5' + M_{H1}' = 0$; $M_3' + M_3 = 0$; $M_{H1}' + M_9' = 0$; $M_9' \bar{I}_{03} + M_{10}' = 0$; $M_{10}' + M_5' = 0$; $M_5' \bar{I}_{05} + M_d' = 0$; $M_3' \bar{I}_{01} + M_5 = 0$; $M_3 + M_5 + M_{H1} = 0$; $M_{H1} + M_9 = 0$; $M_9 \bar{I}_{03} + M_{10} = 0$; $M_{10} + M_5 = 0$; $M_5 \bar{I}_{05} + M_d = 0$; $M_d + M_d' = M_r$.
4. <u>Virare stînga ($F_1 = F_3' = 1$)</u> $M_1' \bar{I}_0 + M_2 = 0$; $M_2 + M_8' + M_3' = 0$; $M_6' \bar{I}_{02} + M_8' = 0$; $M_6' + M_8' + M_{H2}' = 0$; $M_3' \bar{I}_{03} + M_5' = 0$; $M_3' + M_5' + M_{H1}' = 0$; $M_{H1}' + M_9' = 0$; $M_9' \bar{I}_{03} + M_{10}' = 0$; $M_{10}' + M_5' = 0$; $M_5' \bar{I}_{05} + M_r = 0$.
5. <u>Virare stînga ($F_1 = 1$; $F_2' = 1$)</u> $M_1' \bar{I}_0 + M_2 = 0$; $M_2 + M_3' = 0$; $M_3' \bar{I}_{01} + M_5' = 0$; $M_3' + M_5' + M_{H1}' = 1$; $M_{H1}' + M_9' = 0$; $M_9' \bar{I}_{03} + M_{10}' = 0$; $M_{10}' + M_5' = 0$; $M_5' \bar{I}_{05} + M_r = 0$.

5. Concluzii

Utilizînd expresiile rapoartelor de transmitere, la care se atasează criteriile restrictive privind circulația de putere și randamentul, prin programare pe calculator, se determină rapoartele interioare de transmitere și numerele de dinți corespunzătoare soluțiilor optime. Pe baza momentelor de încărcare și a vitezelor unghiulare relative, se poate efectua calculul organologic.

Bibliografie

- [1] DUDITA, FL. Mecanisme. Universitatea din Brașov, 1978.

JULA, A., DIACONESCU, D.V.

CRITERII PENTRU OPTIMIZAREA SINTEZEI MECANISMELOR DE
DIRECTIE CU DOUA UNITATI PLANETARE

Rezumat

In lucrare se stabilesc expresiile analitice ale unor criterii de optimizare, care ataseate raportului de transmitere, conduc la solutii optime privind rapoartele interioare si numerele de dinți. Aceste criterii, care cuprind circulația teoretică de putere si randamentul, s-au stabilit pentru un mecanism reprezentativ pentru această grupă de mecanisme. Prin stabilirea expresiilor momentelor de încărcare și a vitezelor unghiulare relative, se poate trece la calculul organologic.

SOME CRITERIA FOR OPTIMIZING THE SYNTHESIS OF STEERING
LINKAGES WITH TWO PLANETARY UNITS

Abstract

The paper presents the analytical expressions of some optimisation criteria which, attached to the transmission ratios, lead to optimal solutions concerning internal ratios and the numbers of teeth. These criteria, which refer to theoretical power circulation as well as efficiency, have been established for a mechanism typical of this group of mechanisms. Establishing the expressions of the loading moments and relative angular velocities makes it possible to perform the organological calculation.

CRITERII DE SINTEZA ALE MECANISMELOR DE DIRECTIE

PLANETARE COMBIMATE CU CUTII DE VITEZE

Ing. D.V. Diaconescu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov;

Dr.ing.A.Jula, conferențiar la Universitatea din Brașov.

Dintre mecanismele de direcție planetare cu manevrabilitate mărită în virare se evidențiază mecanismele planetare complexe combinate cu cutii de viteze. Utilizarea cutiei de viteze permite realizarea unei multitudini de situații funcționale, prin intermediul treptelor de viteze; astfel se obține un număr sporit de raze de virare și implicit - de viteze de deplasare în virare.

În lucrare, se stabilesc criteriile de sinteză cinematică și dinamică, pe baza analizei unui mecanism reprezentativ pentru această grupă de mecanisme de direcție (fig.1). Conform fig.1,a

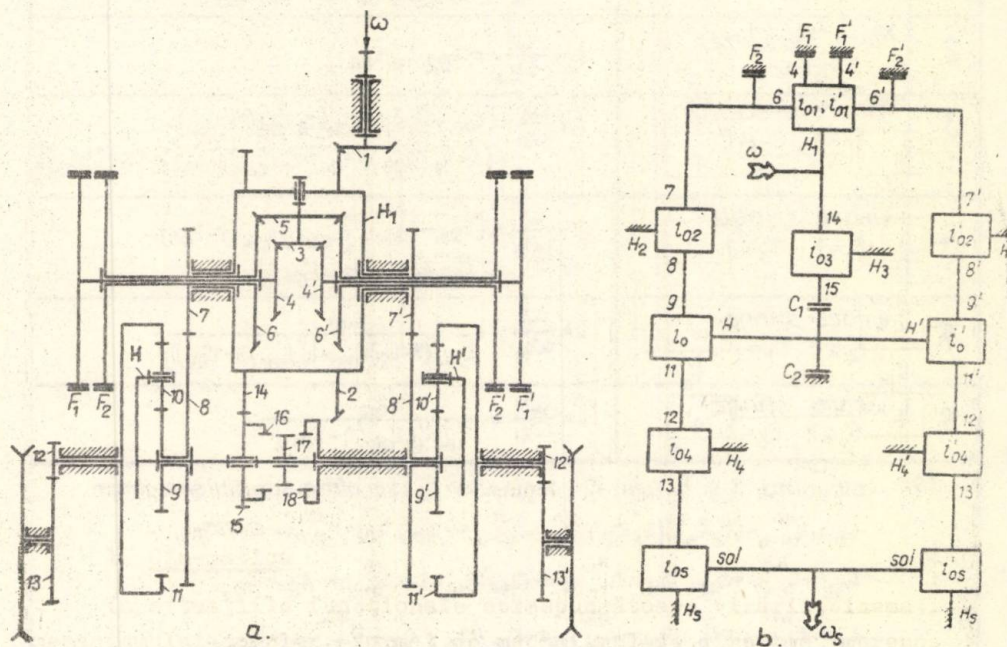


Fig.1

și b, mecanismul este format din patru unități planetare diferențiale și o cutie de viteze cu axe fixe; pentru simplificare, se consideră numai două trepte ale cutiei de viteze. Mecanismul este

Tabelul 1

Situația funcțională	F_1	F_1'	F_2	F_2'	C_1	C_2
Mers rectiliniu	0	0	0	0	1	0
	0	0	0	0	0	1
Virare stînga	0	1	0	0	1	0
	1	0	0	0	0	1
	0	0	1	0	1	0
	0	0	1	0	0	1
Virare dreapta	1	0	0	0	1	0
	0	1	0	0	0	0
	0	0	0	1	1	0
	0	0	0	1	0	1

Tabelul 2

Cazul	Situația funcțională distinctă	Expresia raportului de transmite
1	Mers rectiliniu $C_1 = 1$	$i = \frac{\omega}{\omega_{13}} = \frac{1}{i_{04} [i_{01} i_{02} + (1 - i_{01}) i_{03}]}$
2	Mers rectiliniu $C_2 = 1$	$i = \frac{\omega}{\omega_{13}} = i_{02} i_{01} i_{04}$
3	Virare dreapta $F_1 = 1 ; C_1 = 1$	$i = \frac{\omega}{\omega_5} = (i_{05} - i'_{05}) / \{ i_{04} [i_{01} i_{02} (1 - i'_{01}) + (1 - i_{01}) i_{03}] - i'_{04} [i'_{01} i'_{02} (1 - i_{01}) + (1 - i'_{01}) i_{03}] \}$
4	Virare stînga $F_1 = 1 ; C_2 = 1$	$i = \frac{\omega}{\omega_5} = (i_{05} - i'_{05}) / [i_{02} i_{01} i_{04} (1 - i_{01}) - i'_{02} i'_{01} i'_{04} (1 - i'_{01})]$
5	Virare stînga $F_2 = 1 ; C_1 = 1$	$i = \frac{\omega}{\omega_5} = \frac{i'_{05}}{i'_{04} [(1 - i'_{01}) i_{03} + i'_{01} i'_{02} (1 - i_{01})]}$
6	Virare stînga $F_2 = 1 ; C_2 = 1$	$i = \frac{\omega}{\omega_5} = \frac{i'_{05}}{i'_{04} i'_{01} i'_{02} (1 - i_{01})}$

Obs. Înlocuind F_1 și F_2 prin F_1' , respectiv F_2' , se obțin situații simetrice.

$$i_{01} = i_{6-4}^{H1} = (z_5 z_4) / (z_6 z_3); i_{01}' = i_{6'-4'}^{H1} = -i_{01}; i_{02} = i_{8-7}^{H2} = -z_7 / z_8;$$

$$i_{02}' = i_{8'-7'}^{H2} = i_{02}; i_{03} = i_{15-14}^{H3} = -z_{14} / z_{15}; i_{03}' = i_{15'-14'}^{H3} = -z_9 / z_{11};$$

$$i_{04}' = i_{11'-9'}^{H1} = i_{04}; i_{04} = i_{13-12}^{H4} = -z_{12} / z_{13}; i_{04}' = i_{13'-12'}^{H4} = i_{04};$$

$$i_{05} = \omega_{13} / \omega_5 = (R + 0,5B) / r; i_{05}' = \omega_{13}' / \omega_5 = (R - 0,5B) / r,$$

unde R = raza de virare, r = raza roții stelate și B = ecartament.

prevăzut cu elemente de reglare, constituite din frâne și schimbător de viteze și funcționează, împreună cu solul, ca mecanism monomobil cu o intrare și o ieșire (v.fig.1,b). Situațiile funcționale ale mecanismului sînt prezentate în tabelul 1 (s-a notat prin 1 și o situația cuplată și, respectiv, decuplată a unui element de reglare).

1. Cinematica

Expresiile rapoartelor de transmitere corespunzătoare situațiilor funcționale distincte și rapoartele cinematice interioare sînt prezentate în tabelul 2. Se precizează că, pentru determinarea rapoartelor interioare i_{08} și i'_{08} , raza de virare se calculează cu relația $R = 0,5 (\omega_{13} + \omega'_{13}) / (\omega_{13} - \omega'_{13})$, dedusă

Tabelul 3

Expresiile coeficienților de repartire a puterii	
1. Mers rectiliniu ($C_1=1$) $\frac{N_0}{N'} = \frac{i_{02}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{02}} = - \frac{i_0 i_{02}}{i_0 i_{02} (1-i_0) i_{03}}$ $\frac{N_{15}}{N'} = \frac{i_{03}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{03}} = - \frac{(1-i_0) i_{03}}{i_0 i_{02} (1-i_0) i_{03}}$	
3. Virare dreapta ($F_1=1; C_1=1$) $\frac{N_6}{N} = \frac{1}{(1-i_{H1}-6)} \frac{i_{01}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = \frac{1-i_{01}}{i_0-i_{01}}$ $\frac{N_{6'}}{N} = \frac{1}{(1-i_{H1}-6')} \frac{i_{01}'}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{01}'} = \frac{-(1-i_{01}')}{i_{01}-i_{01}'}$ $\frac{N_{15}}{N} = \frac{i_{03}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{03}} = 0$ $\frac{N_{13}}{N} = \frac{i_{04}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{04}} = \frac{i_0 i_{02} (1-i_{01}) + (1-i_0) i_{03}}{i_0 i_{02} (i_{01}-i_{01}')}$ $\frac{N_{13}'}{N} = \frac{i_{04}'}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{04}'} = \frac{-i_0 i_{02} (1-i_{01}') + (1-i_0) i_{03}}{i_0 i_{02} (i_{01}-i_{01}')}$ $\frac{N_H}{N} = \frac{1-i_0}{1-i_{H1}-H} \frac{i_0}{i} \frac{\partial i}{\partial i_0} = - \frac{i_{03} (1-i_0)}{i_0 i_{02} (i_{01}-i_{01}')}$	
4. Virare stînga ($F_2=1; C_1=1$) $\frac{N_{15}}{N} = \frac{i_{03}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{03}} = - \frac{i_{03} (1-i_0)}{i_0 i_{02} (1-i_{01}') + (1-i_0) i_{03}} < 0$ $\frac{N_{6'}}{N} = \frac{1}{1-i_{H1}-6'} \frac{i_{01}'}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{01}'} = \frac{i_0 i_{02} (1-i_{01}')}{i_0 i_{02} (1-i_{01}') + (1-i_0) i_{03}} > 0$	
5. Virare stînga ($F_1=1; C_2=1$) $\frac{N_6}{N} = \frac{1}{1-i_{H1}-6} \frac{i_{01}}{i} \frac{\partial i}{\partial i_{01}} = \frac{1-i_{01}}{i_{01}-i_{01}'}$ $\frac{N_{6'}}{N} = - \frac{1-i_{01}'}{i_{01}-i_{01}'} < 0$	
Obs. În schemele corespunzătoare cazurilor 3, 4 și 5 s-a considerat, pentru exemplificare, $i_{01}=0,8; 1; 1,2; i_{02}=-0,4; i_0=-0,5; i_{03}=-3$ și $i_{04}=-0,25$. În cazurile 2 și 6 nu există circulație de putere în circuit închis.	

din geometria cinematică a virării autovehiculului pe șenile.

Expresiile rapoartelor de transmitere stabilite constituie criteriul cinematic în sinteza cinematică a mecanismului (în determinarea rapoartelor cinematice interioare și a numerelor de dinți).

2. Circulația teoretică de putere

Ramificarea teoretică (cînd se consideră randamentul unitar) a puterii pe ramurile mecanismului este definită în tabelul 3[2]. Expresiile fracțiunilor de putere care circulă prin fiecare ramu-

Tabelul 4

Situația funcțională	Expresia randamentului
1. Mers rectiliniu ($C_1=1$)	$\eta_{H-13} = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{i_{02} i_0 + (1-i_0) i_{03}}{\eta_{04} [\eta_{02}^{x_2} i_{02}^x i_0 + (1-\eta_0^x i_0) \eta_{03}^{x_3} i_{03}]}$ $x = \operatorname{sgn} \frac{i_0}{i} \frac{\partial i}{\partial i_0} = -1; x_2 = +1; x_3 = -1; x_4 = -1$
2. Mers rectiliniu ($C_2=1$)	$\eta_{H1-13} = \eta_0 \eta_{02} \eta_{04}$
3. Virare dreapta ($F_1=1; C_1=1$)	$\eta_{H1-5} = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{\bar{i}_{05} - \bar{i}'_{05}}{i_{05} - i'_{05}} \cdot \frac{i_0 i_{02} (i'_{01} - i_{01}) i_{04}}{i_{04} [\bar{i}_0 i_{02} (1 - \bar{i}_{01}) + (1 - \bar{i}_0) \bar{i}_{03}]}$ $- \frac{1}{\bar{i}_{04} [\bar{i}'_0 i_{02} (1 - \bar{i}'_{01}) + (1 - \bar{i}'_0) \bar{i}_{03}]}$ $\bar{i}_{0j} = i_{0j} \eta_{0j}^{x_j}; x_5 = +1; x'_5 = -1; x_1 = -1; x'_1 = +1;$ $x_2 = +1 \text{ (pentru } i_{01} < 1); 0 \text{ (pentru } i_{01} = 0) \text{ și}$ $-1 \text{ (pentru } i_{01} > 1); x'_2 = -1; x_3 = 0; x_4 = -1; x'_4 = +1;$ $x = -1; x' = +1.$
4. Virare stînga ($F_1=1; C_2=1$)	$\eta_{H1-5} = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{\bar{i}_{05} - \bar{i}'_{05}}{i_{05} - i'_{05}} \cdot \frac{i'_{02} i'_0 i'_{04} (1 - i'_{01}) - i_{02} i_0 i_{04} (1 - i_{01})}{i'_{02} \bar{i}'_0 i'_{04} (1 - \bar{i}'_{01}) - i_{02} \bar{i}_0 i_{04} (1 - \bar{i}_{01})}$ $x'_5 = +1; x_5 = \operatorname{sgn} - \frac{R - 0,5B}{0,5B}; x_1 = -1; x'_1 = -1; x = +1; 0;$ $-1, \text{ respectiv pentru } i_{01} < 1; = 1; > 1; x'_2 = -1; x_2 = +1; 0;$ $-1 (i_{01} < 1; = 1; > 1); x'_2 = -1; x_4 = +1; 0; -1 (i_{01} < 1; = 1;$ $> 1); x'_4 = -1.$
5. Virare stînga ($F_2=1; C_1=1$)	$\eta_{H1-5} = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{\bar{i}_{05}}{i_{05}} \cdot \frac{i'_{04} [\bar{i}'_0 i'_{02} (1 - \bar{i}'_{01}) + (1 - \bar{i}'_0) \bar{i}_{03}]}{i_{04} [\bar{i}_0 i_{02} (1 - \bar{i}_{01}) + (1 - \bar{i}_0) \bar{i}_{03}]}$ $x'_5 = +1; x'_1 = +1; x'_2 = +1; x_3 = -1; x'_3 = -1; x'_4 = -1$
6. Virare stînga ($F_2=1; C_2=1$)	$\eta_{H1-5} = \frac{\bar{i}}{i} = \frac{1 - i'_{01}}{\eta'_{01} - i'_{01}} \eta'_{01} \eta'_{02} \eta'_0 \eta'_{04} \eta'_{05}$

vă constituie un criteriu dinamic în sinteza mecanismului; stabilirea rapoartelor cinematice interioare trebuie făcută astfel ca circulația de putere să se încadreze în limite raționale.

3. Randamentul

Expresiile randamentelor, corespunzătoare situațiilor funcționale considerate, sînt prezentate în tabelul 4 [1]. Impunînd valorile minimale ale randamentelor, expresiile stabilite se utilizează ca un criteriu important în stabilirea rapoartelor cinematice interioare.

Tabelul 5 (fig. 1, b)

1. <u>Mers rectiliniu</u> ($C_1=1$) $M_7 + M_8 \bar{l}_{02} = 0 ; M_8 + M_9 = 0 ; M_9 + M_H + M_{11} = 0 ; M_{11} \bar{l}_0 + M_9 = 0 ; M_{11} + M_{12} = 0 ;$ $M_{12} + M_{13} \bar{l}_{04} = 0 ; M_{14} + M_{15} \bar{l}_{03} = 0 ; M'_{H1} - M_7 - M_{14} = 0 ; M_{H1} = 0,5 M .$
2. <u>Mers rectiliniu</u> ($C_2=1$) $M_6 = 0,5 M ; M_6 + M_7 = 0 ; M_7 + M_8 \bar{l}_{02} = 0 ; M_{11} \bar{l}_0 + M_9 = 0 ; M_{12} + M_{13} \bar{l}_{04} = 0 .$
3. <u>Virare dreapta</u> ($F_1=1 ; C_1=1$) $M - M_{14} - M_{H1} = 0 ; M_{H1} - M'_{H1} + M''_{H1} = 0 ; M'_{H1} + M'_4 + M_6 = 0 ; M_6 \bar{l}_{01} + M'_4 = 0 ;$ $M_6 + M_7 = 0 ; M_7 + M_8 \bar{l}_{02} = 0 ; M_8 + M_9 = 0 ; M_9 + M_H + M_{11} = 0 ; M_{11} \bar{l}_0 + M_9 = 0 ;$ $M_{11} + M_{12} = 0 ; M_{12} + M_{13} \bar{l}_{04} = 0 ; -M_{13} \bar{l}_{05} + M_5 = 0 ; M_5 + M_V + M'_5 = 0 ;$ $-M_{13} \bar{l}_{05} + M'_5 = 0 ; M_{13} \bar{l}_{04} + M_{12} = 0 ; M_{12} + M_{11} = 0 ; M_{11} + M_H + M_9 = 0 ;$ $M_{11} \bar{l}_0 + M_9 = 0 ; M_4 + M_{H1} + M_{15} = 0 ; M_{15} \bar{l}_{03} + M_{14} = 0 ; M_9 + M_{g'} = 0 ;$ $M_8 \bar{l}_{02} + M_7 = 0 ; M_7 + M_6 = 0 ; M_6 + M'_4 + M''_{H1} = 0 ; M_6 \bar{l}_{01} + M'_4 = 0 ;$ $M_4 = M'_4 + M''_4 ; M \bar{l} + M_V = 0 .$
4. <u>Virare stînga</u> ($F_1=1 ; C_2=1$) $M_{H1} - M'_{H1} - M''_{H1} = 0 ; M'_{H1} + M'_4 + M_6 = 0 ; M_6 \bar{l}_{01} + M'_4 = 0 ; M'_{H1} + M'_4 + M'_6 = 0 ; M_6 + M_7 = 0 ;$ $M_6 \bar{l}_{01} + M'_4 = 0 ; M_6 + M_7 = 0 ; M_8 + M_9 = 0 ; M_8 + M_{g'} = 0 ; M_{11} + M_{12} = 0 ; M_{11} + M_{12}' = 0 ;$ $M_8 \bar{l}_{02} + M_7 = 0 ; M_{11} \bar{l}_0 + M_9 = 0 ; M_{13} \bar{l}_{04} + M_{12} = 0 ; -M_{13} \bar{l}_{05} + M'_V = 0 ;$ $M_8 \bar{l}_{02} + M_7 = 0 ; M_{11} \bar{l}_0 + M_9 = 0 ; M_{13} \bar{l}_{04} + M_{12} = 0 ;$ $-M_{13} \bar{l}_{05} + M'_V = 0 ; M_V + M'_V + M''_V = 0 ; M_{H1} \bar{l} + M_V = 0 .$
5. <u>Virare stînga</u> ($F_2=1 ; C_1=1$) $M_6 \bar{l}_0 + M_6 = 0 ; M_6 + M'_6 + M_{H1} = 0 ; -M_6 - M_9 \bar{l}'_{02} = 0 ; M_{11} \bar{l}_0 + M_9 = 0 ;$ $M_{11} + M_{g'} + M_{H1} = 0 ; M_{14} - M_{H1} \bar{l}_{03} = 0 ; M - M_{H1} - M_{14} = 0 ;$ $M_{13} \bar{l}_{04} - M_{11} = 0 ; -M_{13} \bar{l}_{05} + M_V = 0 ; M \bar{l} + M_V = 0 .$
6. <u>Virare stînga</u> ($F_2=1 ; C_2=1$) $M_{H1} + M'_6 + M_6 = 0 ; M_6 \bar{l}_{01} + M_6 = 0 ; M_6 = M_9 \bar{l}'_{02} ; M_9 = M_{11} \bar{l}'_0 ;$ $M_{11} = M_{13} \bar{l}_{04} ; M_{13} \bar{l}_{05} = M_V ; M_V \bar{l} + M = 0 .$
M_V - momentul de rezistență la virare.

4. Circulația reală de putere (momentele reale de încărcare ale elementelor centrale)

Expresiile momentelor reale de încărcare ale elementelor centrale, corespunzător situațiilor funcționale analizate, rezultă prin rezolvarea sistemelor de ecuații din tabelul 5 (ecuații de echilibru dinamic [1,2]).

5. Concluzii

Pentru mecanisme de direcție planetare de acest tip, optimizarea sintezei se asigură impunând restricții adecvate pentru rapoartele de transmitere, circulațiile teoretice de putere și randamente (v. tabelele 2...4). Prin programare pe calculator, se stabilesc rapoartele cinematice interioare și numerele de dinți, care asigură soluții optime. Cu ajutorul rapoartelor cinematice interioare, astfel stabilite, se calculează vitezele unghiulare relative și momentele reale de încărcare; cu aceste elemente se trece la calculul organologic al transmisiei.

Bibliografie

- [1] ALEXANDRU, P. ș.a. Mecanismele direcției autovehiculelor. București, Editura tehnică, 1977.
- [2] DIACONESCU, D.V. și JULA, A. Circulația teoretică și reală a puterii în mecanisme de direcție planetare ale autovehiculelor pe șenile. In: Buletinul Universității din Brașov, vol. XX, seria A/I - Mecanică aplicată, 1978.

DIACONESCU, D.V., JULA, A.

CRITERII DE SINTEZA ALE MECANISMELOR DE DIRECTIE PLANETARE
COMBIMATE CU CUTII DE VITEZE

Rezumat

Considerind un mecanism reprezentativ, în lucrare se stabilesc expresiile analitice ale rapoartelor de transmitere, coeficienților teoretici de repartiție a puterii, randamentelor și momentelor reale de încărcare. Pe baza acestora, ținând seama de criteriile restrictive de optimizare, prin programare pe calculator, se pot determina rapoartele cinematice interioare și numerele de dinți corespunzătoare unor soluții optime; pe baza acestora, în continuare, se poate efectua calculul organologic al transmisiei.

SYNTHESIS CRITERIA FOR PLANETARY STEERING LINKAGES
COMBINED WITH GEAR BOXES

Abstract

Considering a representative mechanism, the paper presents the analytical expressions of the transmission ratios, theoretical power distribution coefficients, efficiency and loading moments. On the basis of these expressions, allowing for the restrictive optimization criteria, one can determine, by computer programming, the internal kinematic ratios and the numbers of teeth appropriate to some optimal solutions which provide a basis for the further organological calculation of the transmission.

METODA NUMERICA PENTRU DETERMINAREA RAZEI MINIME LA
MECANISMELE PLANE CU CAMA, AVIND TACHET CURBILINIU
OSCILANT

Dr. ing. Serban Bobancu
 șef de lucrări, Universitatea
 din Brașov.

1. Introducere. În literatura de specialitate este cunoscut metoda clasică de determinare grafică a razei minime R_0 , la mecanismele plane cu camă de rotație și tachet oscilant (curbilinear) cu rolă, pe baza unghiurilor de presiune σ . Această metodă are la bază (fig. 1) diagrama vitezelor reduse $\Psi = \Psi(d\Psi/d\varphi)$.

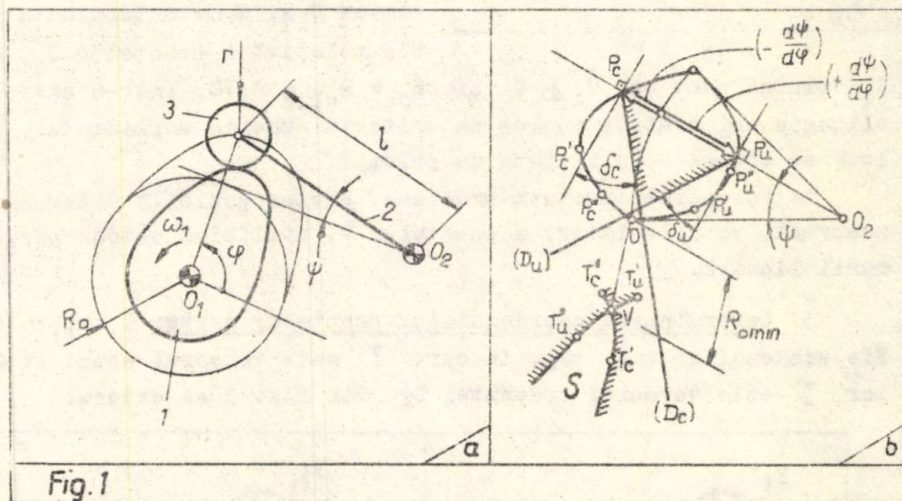
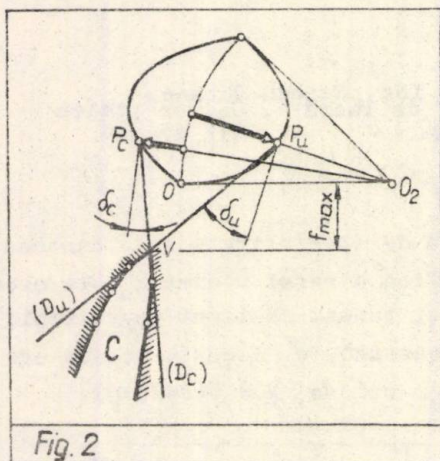


Fig.1

Pentru cursa de ridicare a tachetului, se consideră dreptele (D_u) , care trec prin punctele P_u , făcînd unghiul σ'_u cu perpendicularele la O_2P_u ; pentru cursa de coborîre situația este analoagă. În notații înlocuindu-se doar indicele "u" cu indicele "c". Dene-

niul "S", inclusiv frontierele, în care se poate plasa centrul de rotație al camii O_1 (și care determină deci și raza minimă), este delimitat de înfășurătoarea $\widehat{T_u''T_u''}$ a dreptelor (D_u) și de înfășurătoarea $\widehat{T_c''T_c''}$ a dreptelor (D_c) . Cea mai mică rază minimă $R_{\min}$ este VO cu $V = \widehat{T_u''T_u''} \cap \widehat{T_c''T_c''}$.

2. Formulara problemei. Deoarece, din porțiunile curbei (funcției) $\Psi = \Psi(d\Psi/d\varphi)$, delimitate de punctele P_u' și P_u'' , respectiv P_c' și P_c'' , nu pot fi duse practic, decît un număr finit de drepte (D_u) , respectiv (D_c) , înfășurătoarea acestor drepte se transformă

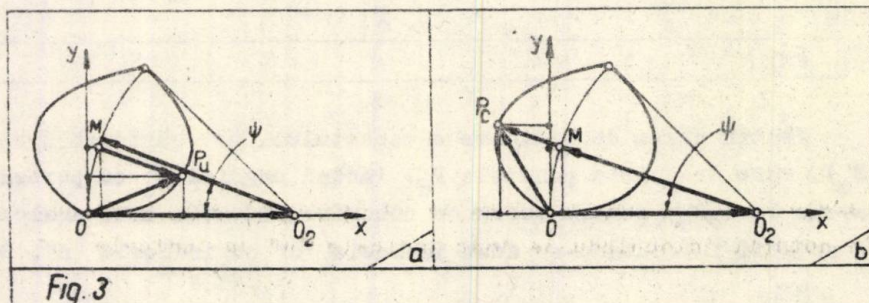


între-o linie poligonală (fig. 2) deschisă, care constituie frontiera unui domeniu convex C. Determinarea celei mai mici raze minime, se reduce la determinarea vîrfului V al domeniului convex C, delimitat de familia de drepte (în număr finit) notate cu (D_u) și (D_c) . În situații speciale, cînd de exemplu R_0 nu poate să scadă sub o valoare limită $R_{\lim} > VO$, trebuie determinate toate vîrfurile domeniului convex C și apoi determinată poziția relativă a punctelor O_1 , C și

O_2 , ținînd cont că $O_1 \in C$ și $R_0 \geq R_{\lim} > VO$. Într-o astfel de situație mai trebuie inclus un criteriu numeric suplimentar, deoarece se obține o infinitate de soluții.

Astfel reinterpretată problema, devine posibilă determinarea numerică, pe calculator, a punctului V, utilizînd metoda programării lineare.

3. Determinarea coordonatelor punctelor curbei $\Psi = \Psi(d\Psi/d\varphi)$. Fie sistemul de axe xOy, în care $\vec{i}$ este versorul abscisei Ox, iar $\vec{j}$ este versorul ordonatei Oy. Din fig. 3 se deduce:



$$\left. \begin{aligned} \overline{OP}_u &= \overline{OO}_2 + \overline{O_2M} + \overline{MP}_u, \\ \overline{OP}_c &= \overline{OO}_2 + \overline{O_2M} + \overline{MP}_c, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

în care

$$\left. \begin{aligned} \overline{OO}_2 &= +l\vec{i}, \\ \overline{O_2M} &= -l\cos\bar{\psi}\vec{i} + l\sin\bar{\psi}\vec{j}, \\ \overline{MP}_u &= +(d\bar{\psi}/d\varphi)\cos\bar{\psi}\vec{i} - (d\bar{\psi}/d\varphi)\sin\bar{\psi}\vec{j} \text{ cu } (d\bar{\psi}/d\varphi) > 0, \\ \overline{MP}_c &= +(d\bar{\psi}/d\varphi)\cos\bar{\psi}\vec{i} - (d\bar{\psi}/d\varphi)\sin\bar{\psi}\vec{j} \text{ cu } (d\bar{\psi}/d\varphi) < 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Din (1) și (2) rezultă coordonatele punctului $P(x_p, y_p) = P_u$ pentru ramura curbei corespunzătoare ridicării tachetului, P_c pentru ramura corespunzătoare coborîrii - punct care descrie curba $\bar{\psi} = \bar{\psi}(d\bar{\psi}/d\varphi)$:

$$\left. \begin{aligned} x_p &= 1 - l\cos\bar{\psi} + (d\bar{\psi}/d\varphi)\cos\bar{\psi}, \\ y_p &= l\sin\bar{\psi} - (d\bar{\psi}/d\varphi)\sin\bar{\psi}, \\ &\text{cu } (d\bar{\psi}/d\varphi) > 0 \Rightarrow P_u, \delta_u, \\ &\quad (d\bar{\psi}/d\varphi) < 0 \Rightarrow P_c, \delta_c. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

4. Determinarea înclinării dreptelor (D_u) și (D_c). Din triunghiul $Q_u O_2 P_u$ (fig. 4, a) și din triunghiul $Q_c O_2 P_c$ (fig. 4, b), rezultă

$$\alpha_u = 90^\circ - \bar{\psi} - \delta_u, \quad (4)$$

$$\alpha_c = 90^\circ - \bar{\psi} + \delta_c. \quad (5)$$

5. Stabilirea sistemului restricțiilor. Ecuația unei drepte de coeficient unghiular m (m_u sau m_c), ce trece printr-un punct de coordonate $P(x_p, y_p)$, este $y - y_p = m(x - x_p)$. Dacă

$$\left. \begin{aligned} m_u &= \operatorname{tg} \alpha_u, \\ m_c &= \operatorname{tg} \alpha_c, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

atunci ecuațiile dreptelor, (D_u) duse prin mulțimea finită a punctelor P_u , și (D_c) duse prin punctele P_c , sînt:

$$\left. \begin{aligned} E_u &= m_u x - y - m_u(1 - l\cos\bar{\psi} + (d\bar{\psi}/d\varphi)\cos\bar{\psi}) + \\ &\quad + l\sin\bar{\psi} - (d\bar{\psi}/d\varphi)\sin\bar{\psi} = 0, \\ E_c &= m_c x - y - m_c(1 - l\cos\bar{\psi} + (d\bar{\psi}/d\varphi)\cos\bar{\psi}) + \\ &\quad + l\sin\bar{\psi} - (d\bar{\psi}/d\varphi)\sin\bar{\psi} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Ținînd seama de (7), sistemul restricțiilor revine la:

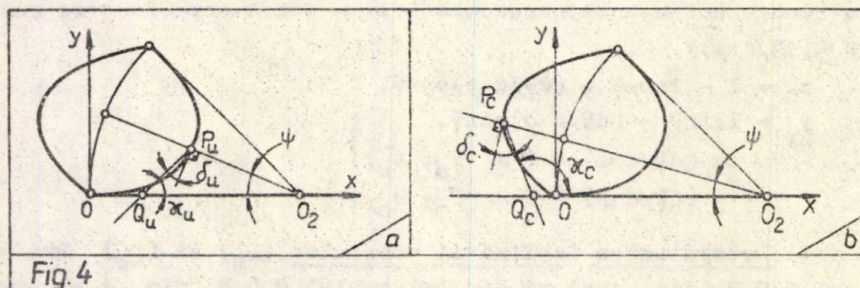
$$\left. \begin{aligned} E_u &\geq 0, \\ E_c &\geq 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

În mod uzual $90^\circ < \alpha_c < 180^\circ$; pentru $\alpha_c > 90^\circ$, în sistemul (8), la al doilea grup de restricții, apare înlocuirea cu $E_c \leq 0$.

Condiția $\alpha_u > 90^\circ$, deși teoretic posibilă, practic nu este utilizată.

6. Stabilirea funcției obiectiv. Există o infinitate de funcții obiectiv, care devin maxime în punctul V (soluția optimă uni-

că de bază). Există de asemenea o altă infinitate de funcții obiectiv, dintre care o parte sînt maximizate de coordonatele celorlalte vîrfuri ale domeniului convex C (fig. 2), iar cealaltă parte conduce la soluții nedeterminate sau imposibile. Ținînd cont de aceste considerații, se propune ca funcție obiectiv, o familie (Q) de drepte paralele, avînd înclinarea Θ (fig. 5).



În fig. 5, punctul P_u^* este determinat de maximul global al vitezelor unghiulare reduse (în cazul unui palier, se consideră primul maxim în sensul creșterii lui φ), iar punctul P_c^* este determinat de minimul global al vitezei unghiulare reduse la coborîrea tachtului (aici, în cazul unui palier, se consideră ultimul minim, în sensul creșterii lui φ). Deci:

$$P_u^* \Rightarrow +(d\psi/d\varphi)_{\max} \Rightarrow \psi_u^*,$$

$$P_c^* \Rightarrow -(d\psi/d\varphi)_{\min} \Rightarrow \psi_c^*.$$

În scopul simplificării calculelor, înclinarea familiei (Q) de drepte paralele, cu unghiul Θ , s-a ales astfel, încît dreapta din familie care trece prin $W \equiv D_u^* \cap D_c^*$, să fie identică cu bisectoarea unghiului de mărime 2ξ , dintre dreptele D_u^* (ce trece prin P_u^*) și D_c^* (ce trece prin P_c^*). Valoarea unghiului Θ , ținînd cont de (4) și (5), se deduce astfel: .

$$\alpha_u^+ = 90^\circ - \psi_u^* - \sigma_u^*,$$

$$\alpha_c^+ = 90^\circ - \psi_c^* + \sigma_c^*,$$

$$\angle Q_u W Q_c \rightarrow 2\xi = \alpha_u^+ + 180^\circ - \alpha_c^+,$$

$$\angle Q_c W H \rightarrow \Theta = \alpha_c^+ + \xi,$$

din care rezultă:

$$\xi = 90^\circ + (-\psi_u^* + \psi_c^* - \sigma_u^* - \sigma_c^*)/2, \text{ și}$$

BOBANCU, S.

METODA NUMERICA PENTRU DETERMINAREA RAZEI MINIME LA
MECANISMELE PLANE CU CAMA, AVIND TACHET CURBILINIU
OSCILANT

Rezumat

În lucrare se expune o metodă numerică de determinare a razei minime la mecanisme plane cu camă avînd tachet curbiliniu oscilant, utilizîndu-se metoda programării lineare. Se prezintă relațiile efective pentru folosirea acestei metode. Utilizarea ei permite o mare precizie de calcul, precum și trecerea de la metoda clasică grafică, la o metodă modernă numerică, adecvată rezolvării cu orice calculator numeric, chiar și de mică putere.

ZAHLENMASSIGE METHODE ZUR BESTIMMUNG DES KLEINSTEN
RADIUS BEI DEN EBENEN MECHANISMEN MIT NOCKEN UND
EINEM KRUMMLINIGEN SCHWINGENDEN SCHWINGHEBEL

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine zahlenmässige Methode zur Bestimmung des kleinsten Radius bei den ebenen Mechanismen mit Nocke und Krummlinigen schwingenden Schwinghebel dargestellt, benützend die Methode der linearen Programmierung. Es werden die notwendigen Beziehungen zur Benützung dieser Methode gezeigt. Ihre Benützung erlaubt eine grosse Rechengenauigkeit, sowie den Übergang von der klassischen graphischen Methode zu einer analytischen zahlenmässigen Methode geeignet für jeden Computer, auch für jede kleineren Stärke.

Fig. 2 Obținerea tacheții plan cu camă oscilantă

VARIABILA "EXCENTRICITATE" LA MECANISMELE
PLANE CU CAMA AVIND TACHET PLAT DE TRANSLATIE

Dr. ing. Serban Bobancu, șef de lucrări,
Universitatea din Brașov.

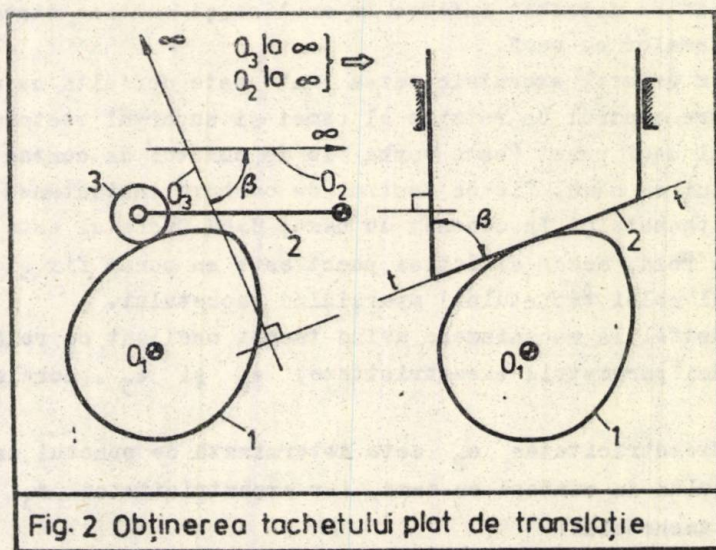
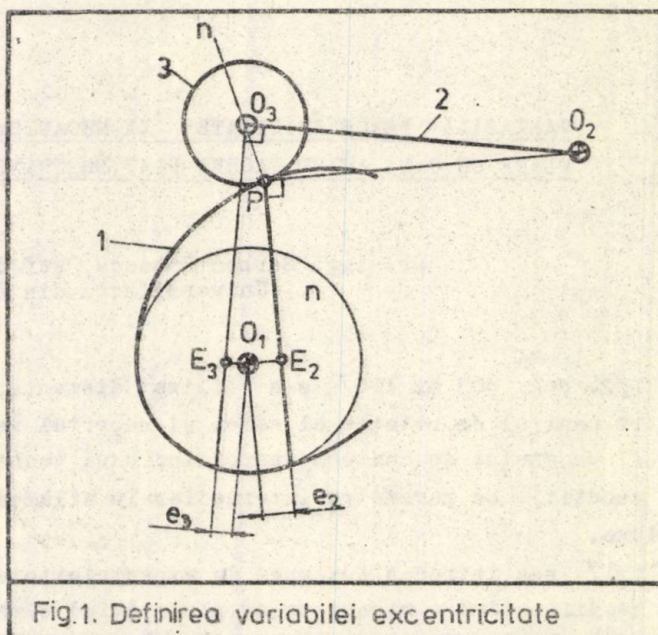
În [2, pag. 405 și 406] s-a utilizat distanța, notată cu "e" (între centrul de rotație al camei și suportul vectorului vitezei, al punctului de contact aparținând unui tachet oscilant cu vîrf ascuțit), ca parametru intermediar în aflarea unghiului de presiune.

În [1] s-a introdus noțiunea de excentricitate ca o variabilă semnificativă a mecanismelor plane avînd camă de rotație. Tot în această lucrare, în prima parte, se introduce o clasificare pe baza unor "parametrii principali", clasificare cu caracter analitic. Se demonstrează că "parametrii principal" nu introduc o clasificare cu caracter formal, ci sînt implicați în corelații cu variabila excentricitate. Aceasta la rîndul ei prezintă un deosebit interes în analiza și sinteza dinamică a mecanismelor cu camă.

În general excentricitatea "e" este definită ca o distanță între centrul de rotație al camei și suportul vectorului vitezei al unui punct (este vorba fie de punctul de contact al tachetului cu camă, fie de centrul de curbură instantaneu al punctului tachetului în contact cu cama; dacă tachetul este prevăzut cu rolă, acest al doilea punct este un punct fix și anume centrul rolei tachetului) aparținînd tachetului.

Astfel la mecanismele avînd tachet oscilant cu rolă, se disting doi parametri excentricitate, e_2 și e_3 , corelați (fig. 1).

Excentricitatea e_2 este determinată de punctul de pe rola tachetului în contact cu cama, iar excentricitatea e_3 de centrul rolei tachetului.



Conform clasificării propuse în [1], dacă centrul O_2 de oscilație al tachetului și centrul O_3 al rolei "fug" la infinit (unghiul mai mic decât 90° dintre direcțiile de fugă fiind β , atunci tachetul oscilant cu rolă se transformă într-un tachet de translație plat și înclinat (fig. 2).

În acest caz (fig. 3), punctul E ($O_1E = e$) descrie un segment dintr-o dreaptă (dreaptă ce-l conține pe O_1), perpendiculară pe direcția de translație a tachetului.

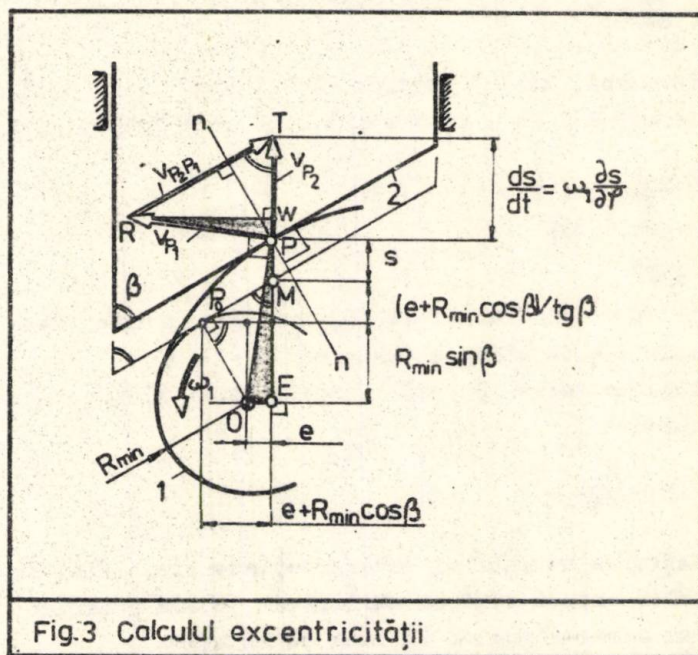


Fig.3 Calculul excentricității

Determinarea funcției $e = e(\varphi)$, se face observând asemănarea triunghiurilor hașurate din fig. 3.

Se deduce că:

$$e = \frac{\partial s}{\partial \varphi} \sin^2 \beta - (s \sin \beta + R_{\min}) \cos \beta. \quad (1)$$

La $e = 0$, din (1) rezultă

$$\frac{\partial s}{\partial \varphi} \operatorname{tg} \beta = s + \frac{R_{\min}}{\sin \beta}, \quad (2)$$

relație echivalentă cu

$$v_{P_1} / v_{P_2} = \operatorname{tg} \beta, \quad (3)$$

ceea ce este evident.

Maximul și minimul funcției $e = e(\varphi)$, se obține din

$$\frac{\partial e}{\partial \varphi} = 0. \quad (4)$$

Aceasta înseamnă, ținând cont de (4) și de (1), că maximul respectiv minimul lui e , este atins când este îndeplinită condiția

$$\frac{\frac{\partial s}{\partial \varphi}}{\frac{\partial^2 s}{\partial \varphi^2}} = \operatorname{tg} \beta. \quad (5)$$

În mod teoretic, condiția (5) nu implică unicitatea punctului de maxim sau de minim a funcției $e = e(\varphi)$.

Particularizarea $\beta = 90^\circ$, aplicată în (1), conduce la relația cunoscută

$$e = \frac{\partial s}{\partial \varphi}. \quad (6)$$

Cunoașterea variabilei excentricitate simplifică în mod major, mai ales atunci când se utilizează metode numerice, sinteza dinamică a mecanismelor cu camă de rotație.

Bibliografie

- [1] BOBANCU, S., TEODORESCU, R., Extinderea noțiunii de excentricitate la mecanisme plane cu came, în: Bul. SYROM'77, vol. III, București, 1977.
- [2] MAROS, D., ORLANDEA, N., TAPALAGA, I., Curs de Teoria mecanismelor și a mașinilor, Cluj, 1966.

BOBANCU, S.

VARIABILA "EXCENTRICITATE" LA MECANISMELE
PLANE CU CAMA AVIND TACHET PLAT DE TRANSLATIE

Rezumat

In lucrare se deduc formulele pentru calculul excentricității în cazul mecanismelor plane cu camă avind tachet plat de translație. Cunoașterea variabilei excentricitate simplifică în mod major sinteza - mai ales în cazul metodelor numerice - mecanismelor plane cu camă de rotație.

DIE VERÄNDERLICHE "EXZENTER" BEI DEN EBENEN
MECHANISMEN MIT NOCKE DIE EINEN FLACHEN
TRANSLATIONSSCHWINGHEBEL AUFWEISEN

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Beziehungen für die Berechnung der Exzentrität im Falle der ebenen Mechanismen mit Nocke und flachen translationsschwinghebel. Das Erkenntnis der Veränderlichen Exzentrität vereinfacht zum grossen Teil die Synthese - vorallem in Falle der zahlen mässigen Methoden - der ebenen Mechanismen mit dregender Noche.

[2] HANCOCK, H. J. (1904). The Life of George Washington. New York: H. J. Hancock. 1904.

BRACAREA INDUSA A ROTILOR DIRECTOARE A TRACTOARELOR,
CAUZATA DE BALANSAREA PUNTII

P. Alexandru, conferențiar la Universitatea din Brașov;
I. Vișa, șef lucrări la Universitatea din Brașov.

Este cunoscut fenomenul dăunător de bracare indusă a roților directoare ale automobilelor, datorată oscilației mecanismului de suspensie [1], roata fiind rotită din poziția normală datorită oscilației punții sau caroseriei. În [2] se prezintă o metodă analitică de minimizare a acestei bracări.

Bracarea indusă apare și în cazul tractoarelor, deoarece piv-

tul împreună cu levierul fuzetei sînt antrenate într-o mișcare de oscilație în timpul balansării punții în jurul pivotului central orizontal H (fig. 1, b).

Astfel, în cazul mecanismului de direcție cu levier central (fig. 1, a), în premiza deplasării rectilinii a tractorului, articulația C descrie - în timpul oscilației punții - o traiectorie circulară cu centrul în P. Prin menținerea direcției de mers (volan

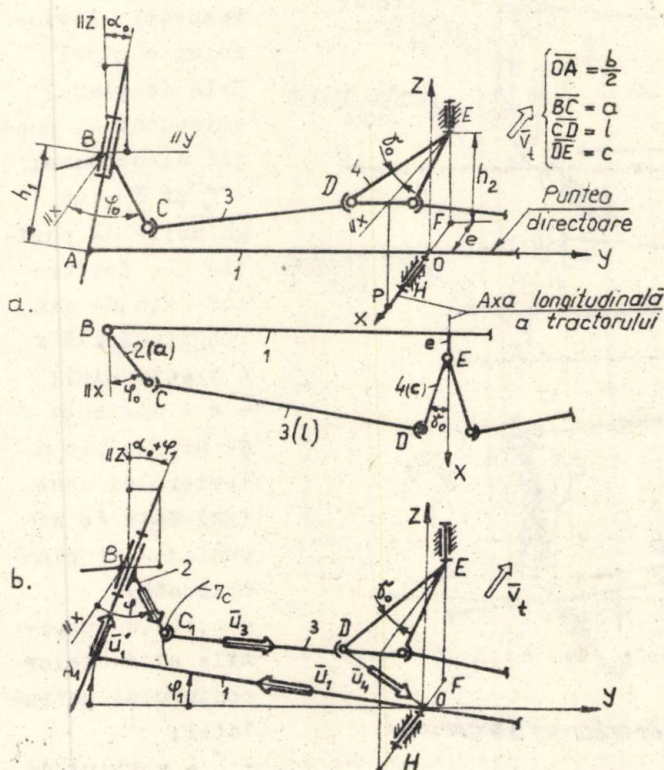


Fig. 1 - Mecanism de direcție cu levier central

fix) - levierul central 4 fiind considerat fix, articulația C trebuie să se deplaseze însă pe o traiectorie circulară cu centrul în D. Din incompatibilitatea acestor două mișcări rezultă o bracare indusă a roții, levierul fuzetei 2 fiind obligat să se rotească în jurul pivotului AB.

În mod asemănător, în cazul echipării tractorului cu un mecanism de acționare a trapezului, dispus transversal (fig. 2, a), articulația C a brațului fuzetei este obligată să se deplaseze concomitent pe traiectorii circulare cu centrul în P - datorat balansării punții și cu centrul în D - datorat legăturii prin bara de conexiune. Incompatibilitatea celor două mișcări provoacă bracarea indusă a roții directoare în jurul pivotului AB.

În fig. 1 și 2 s-au făcut notațiile:

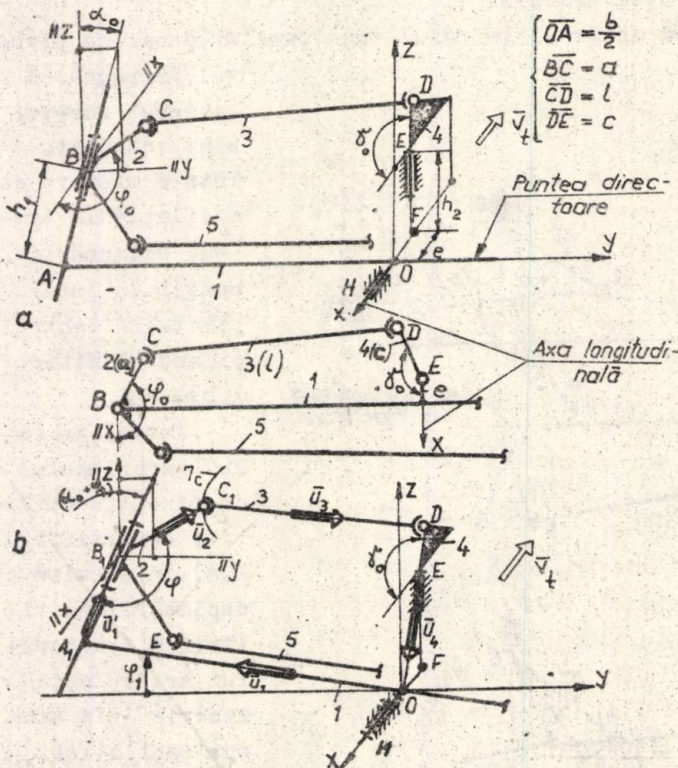


Fig. 2. Mecanism de acționare a trapezului

- h_1 și h_2 - înălțimile de dispunere ale levierului fuzetei, respectiv levierului central față de planul orizontal al punții directoare;
- φ_0 și δ_0 - unghiurile de poziție ale levierelor față de axa longitudinală x a tractorului;
- e - distanța de articulare a levierului central față de axa punții - în plan orizontal;
- a, b, c, d - lungimile elementelor conturului patruleter;
- φ_1 - unghiul de balansare curentă a punții direc -

toare;

φ - unghiul de poziție curentă a levierului (brațului) fuzetei;

α_0 - unghiul de înclinare transversală a pivotului.

Bracarea indusă devine nulă dacă parametrii $h_1 \rightarrow 0$, $h_2 \rightarrow 0$, $\delta_0 \rightarrow 0$, adică mecanismele să fie dispuse la nivelul axei punții dreptoare - în plan orizontal.

Pentru definirea matematică a bracării induse se formează un contur poligonal închis OABCO, avînd ecuația (fig. 1-b, 2-b)

$$\frac{b}{2}\bar{U}_1 + h_1\bar{U}'_1 + \alpha\bar{U}_2 + l\bar{U}_3 + d\bar{U}_4 = 0, \quad (1)$$

în care baza fixă este considerată distanța $\overline{DO} = d$ (levier central fix), avînd lungimea

$$d = \sqrt{c^2 + h_2^2 + e^2 - 2ce \cos \delta_0}. \quad (2)$$

În relația (1), prin $\bar{U}_1, \bar{U}'_1, \bar{U}_2, \bar{U}_3, \bar{U}_4$ s-au notat versorii direcțiilor elementelor, avînd componentele (în sistemul xyz):

$$U_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ -\cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \end{pmatrix}; U'_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ \sin(\varphi_0 + \varphi_1) \\ \cos(\alpha_0 + \varphi_1) \end{pmatrix}; \bar{U}_4 = \frac{\overline{DO}}{d} = \frac{\overline{DE} + \overline{EF} + \overline{FO}}{d} \Rightarrow \bar{U}_4 = \begin{pmatrix} -\frac{c}{d} \cos \delta_0 + \frac{e}{d} \\ \frac{c}{d} \sin \delta_0 \\ -\frac{h_2}{d} \end{pmatrix}; \quad (3)$$

$$U_2 = \begin{pmatrix} \cos \varphi \\ \cos(\alpha_0 + \varphi_1) \sin \varphi \\ -\sin(\alpha_0 + \varphi_1) \sin \varphi \end{pmatrix} \text{ deoarece } U_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha_0 + \varphi_1) \sin(\alpha_0 + \varphi_1) \\ 0 & -\sin(\alpha_0 + \varphi_1) \cos(\alpha_0 + \varphi_1) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Introducînd expresiile (3) în ecuația (1) - pusă sub forma

$$\left(\frac{b}{2}\bar{U}_1 + d\bar{U}_4\right) + (h_1\bar{U}'_1 + \alpha\bar{U}_2) = -l\bar{U}_3, \quad (1')$$

și efectuînd calculele, parametrul variabil independent fiind unghiul φ de balansare a punții, se obține ecuația

$$A \sin \varphi + B \cos \varphi - C = 0, \quad (4)$$

în care coeficienții A, B, C sînt dați de expresiile:

$$\begin{cases} A = 2ac \cos(\alpha_0 + \varphi_1) \sin \delta_0 + 2ah_2 \sin(\alpha_0 + \varphi_1) - ab \cos \alpha_0; \\ B = 2ae - 2ac \cos \delta_0; \\ C = (l^2 - (\frac{b}{2})^2 - d^2 - h_1^2 - a^2 + b(c \cos \varphi_1 \sin \delta_0 + h_2 \sin \varphi_1) + bh_1[\cos \varphi_1 \sin(\alpha_0 + \varphi_1) - \sin \varphi_1 \cos(\alpha_0 + \varphi_1)] - 2h_1[c \sin \delta_0 \sin(\alpha_0 + \varphi_1) - h_2 \cos(\alpha_0 + \varphi_1)] \end{cases} \quad (5)$$

Soluția ecuației (4), prin care se obține unghiul de poziție al levierului, este dată de relația

$$\varphi = 2 \arctg \frac{A + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C}. \quad (6)$$

Ca atare, bracarea indusă θ^l este diferența dintre unghiurile levierului în poziție curentă φ (la $\varphi_1 \neq 0^\circ$) și poziție neutră φ_0 (la $\varphi_1 = 0^\circ$):

$$\theta^l = \varphi - \varphi_0. \quad (7)$$

Pentru asigurarea închiderii conturului OABCO, în poziție neutră ($\varphi_1 = 0$), lungimea l a bazei 3 se determină tot din ecuația de mișcare (1'), dar în care se introduce $\varphi_1 = 0$ ($\varphi = \varphi_0$), rezultând:

$$l^2 = \left(\frac{b}{2}\right)^2 + d^2 + h_1^2 + a^2 - bc \sin \delta_0 + a \sin \varphi_0 (-b \cos \alpha_0 + 2h_2 \sin \alpha_0) + \quad (8)$$

$$+ h_1 \sin \alpha_0 (-b + 2c \sin \delta_0) + 2 \cos \alpha_0 (-h_1 h_2 + c \sin \delta_0 \sin \varphi_0) + (-c \cos \delta_0 + e) 2a \cos \varphi_0.$$

În vederea evaluării cantitative a brăcării induse, relațiile (5), (6), (8) s-au programat cu datele unor mecanisme reale (existente pe tractoare de serie): $\alpha_0 = 8^\circ$, $\varphi_0 = 13^\circ$, $\delta_0 = 10^\circ$, $\varphi_1 = 15^\circ$; $h_1 = 80$ mm, $h_2 = 120$ mm; $e = 50$ mm, $b = 1300$ mm, $a = 230$ mm; $c = 210$ mm. Pentru a evidenția influența parametrilor h_1 și h_2 , s-au efectuat calculele menținând ceilalți parametri constanți, iar $h_1 = 0, 20, 40, 80$ mm, respectiv $h_2 = 0, 30, 90, 120$ mm. Rezultatele calculelor sînt trecute în tabelul 1 și 2.

Tabelul 1 ($\varphi_1 = 15^\circ$)

h_1 [mm]	0	0	0	0	0	20	40	60	80
h_2 [mm]	0	30	60	90	120	0	0	0	0
θ_i^1 max	0°20'	2°50'	4°50'	6°45'	8°50'	0°20'	0°25'	0°30'	0°35'

Analiza rezultatelor arată că pentru $h_1 = 0 \dots 80$ mm ($h_2 = 0$) brăcarea indusă este foarte mică $\theta_i^1 = 0^\circ 20' \dots 0^\circ 35'$, brăcarea de $0^\circ 20'$ la $h_1 = 0$ datorîndu-se unghiului $\delta_0 \neq 0$ ($\delta_0 = 10^\circ$). Astfel, parametrii h_1 și δ_0 sînt neimportanți pentru brăcarea indusă a roților de tractor.

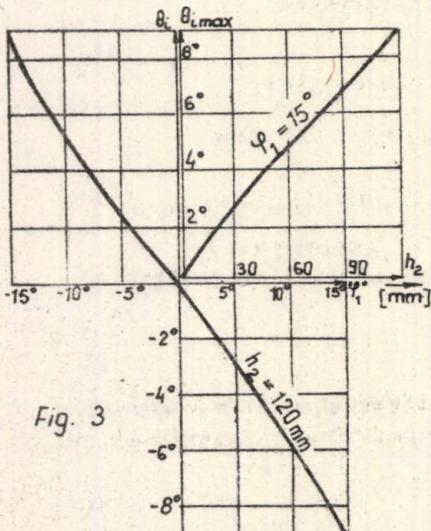


Fig. 3

Parametrul h_2 produce însă o brăcare indusă apreciabilă; astfel, pentru $h_2 = 0 \dots 120$ mm ($h_1 = 0$) rezultă $\theta_i^1 = 0^\circ 20' \dots 8^\circ 50'$ la balansarea maximă $\varphi_1 = 15^\circ$ (fig.3). Creșterea valorii θ_i^1 cu unghiul φ_1 , pentru $h_2 = 120$ mm (fig.3) este dată în tabelul 2 ($h_1 = 0$, $\delta_0 = 10^\circ$, $h_2 = 120$ mm).

Concluzii

a) Singurul parametru hotărîtor al brăcării induse este h_2 - înălțimea de dispunere a levi-erului central;

Tabelul 2

φ_i°	0	5	-5	10	-10	15	-15
θ^l	0	-2°50'	2°50'	-5°40'	5°50'	-8°25'	8°50'

b) Pentru ca $\theta^l \rightarrow 0$ este necesar ca $h_2 \rightarrow 0$, adică levierul central să fie articulată la nivelul articulației pivotului central (în plan orizontal).

c) Este necesar ca articulația sferică D a levierului central să fie cât mai aproape de axa ox a pivotului orizontal.

Bibliografie

- [1] P. ALEXANDRU, I. VISA. Interdependențe cinematice în mecanismul de direcție și suspensie - mecanism cu structură variabilă și trei grade de mobilitate parțială. Construcția de mașini, nr. 6, 1978, București.
- [2] I. VISA, P. ALEXANDRU. Stabilirea cantitativă și eliminarea prin metode analitice a influenței suspensiei asupra direcției vehiculelor. Buletinul Sesiunii Științifice UAP-Pitești, 1978.

ALEXANDRU, P., VISA, I.

BRACAREA INDUSA A ROTILOR DIRECTOARE ALE TRACTOARELOR,
CAUZATA DE BALANSAREA PUNTII

Rezumat

În lucrare se stabilesc relații analitice de evaluare a brăcării induse în mecanismul de direcție al tractorului prin balansarea punții în jurul pivotului central. În urma calculelor numerice efectuate pentru mecanisme reale se trag concluzii privind modul de dispunere a articulațiilor și a levierului central în vederea minimizării brăcării induse.

LE BRAQUAGE INDUIT AUX ROUES DIRECTRICES DES TRACTEURS,
PROVOQUE PAR LE BALANCEMENT DU PONT

Resumé

Le travail établit des relations analytiques d'évaluation du braquage induit au mécanisme de direction du tracteur par le balancement du pont autour du pivot central. Par suite des calculs numériques effectués pour des mécanismes réels, on conclut sur la manière de disposition des articulations et du levier central en vue de réduire le braquage induit.

PROFILUL GENERATOR AL SURUBULUI CU BILE

Ing. Virgil Șuteu, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

1. Introducere

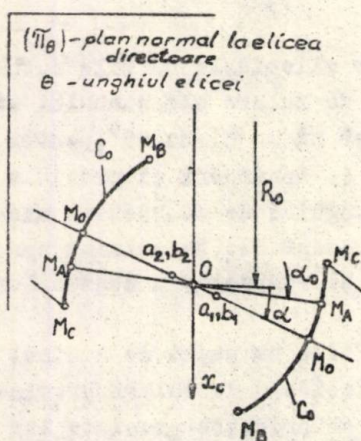
În construcția transmisiei elicoidale cu bile actuale, contactul dintre bile și căile de rulare ale șurubului și piuliței are loc în mod obișnuit sub un unghi de 45° , pentru care s-a constatat că stabilitatea la încărcări și precizia mai pot fi încă îmbunătățite, dacă unghiul de contact se micșorează aproximativ la jumătate. În acest caz se elimină aproape complet influența solicitărilor și respectiv a abaterilor radiale ale transmisiei.

Transmisii elicoidale cu bile cu unghi de contact micșorat între bile și șuruburile elicoidale de rulare prezintă o serie de avantaje, mai ales în ce privește precizia lor ridicată, față de cele la care unghiul de contact este de 45° și totodată o încărcare mai favorabilă a bilelor și a căilor de rulare.

Studiile efectuate se referă la stabilirea matematică a profilului generator pentru noul tip de transmisie elicoidală cu bile cu unghi de contact micșorat la 22° și verificarea numerică a aproximării profilului cu arc de cerc racordat cu o dreaptă.

2. Profilul generator al șurubului cu bile cu unghi de contact micșorat

Profilul canalelor de rulare și deci al sculelor care îl generează este format dintr-un arc de cerc racordat cu o dreaptă care completează profilul pentru evitarea deteriorării marginilor canalelor elicoidale, așa cum se vede în figura 1[1].



Curba generatoare pe porțiunea dintre M_A și M_B este un arc de cerc definit în planul (π_0) ce trece prin axa Ox_0 . Cercul are raza $R = 1,1 \cdot r$ (r fiind raza bilei), cu centrul în punctul de coordonate a_1, b_1 pentru șurub, iar pentru piuliță, în punctul de coordonate a_2, b_2 și anume:

Fig. 1

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \Delta_R \sin \alpha + R_0 \\ b_1 &= \Delta_R \cos \alpha \end{aligned} \right\} , \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} a_2 &= R_0 - \Delta_R \sin \alpha \\ b_2 &= - \Delta_R \cos \alpha \end{aligned} \right\} , \quad (2)$$

unde α este unghiul de contact între bile și canalul elicoidal respectiv, R_0 , raza de referință a transmisiei, iar $\Delta_R = 0,1 \cdot r$.

Contactul dintre bilă și canalul elicoidal are loc în punctul M_0 , unde se asigură condițiile esențiale pentru contactul corect, controlat matematic și numeric, în cazul unghiului de contact micșorat la 22° .

Adoptînd de-a lungul profilului C_0 , pentru șurub, parametrul

independent P_1 , pentru raza vectorie a punctului curent M se stabilește expresia:

$$X_s = \begin{bmatrix} a_1 - R \sin P_1 \\ (b_1 - R \cos P_1) \cos \theta \\ -(b_1 - R \cos P_1) \sin \theta \\ 1 \end{bmatrix} = X_s(P_1), \quad (3)$$

care reprezintă totodată ecuația profilului canalului elicoidal al șurubului pe porțiunea circulară cuprinsă între M_A și M_B și pentru care, parametrul P_1 în punctele limită ale cercului, M_A și M_B ia valorile:

$$\left. \begin{aligned} P_{1A} &= \arcsin[(a_1 - R_0)/R] \\ P_{1B} &= \pi/2 - \arcsin \frac{R \sin \gamma_0 + b_1}{R} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (4) \quad (\gamma_0 = 15^\circ)$$

În mod analog, pentru profilul generator al piuliței, la care se adoptă parametrul independent P_2 , se obține expresia:

$$X_p = \begin{bmatrix} a_2 + R \sin P_2 \\ (b_2 + R \cos P_2) \cos \theta \\ (b_2 + R \cos P_2) \sin \theta \\ 1 \end{bmatrix} = X_p(P_2), \quad (5)$$

în care parametrul P_2 , de-a lungul curbei generatoare C_0 , este limitat la valorile extreme:

$$\left. \begin{aligned} P_{2A} &= \arcsin \frac{R_0 - a_2}{R} \\ P_{2B} &= \arcsin \frac{R \sin \gamma_0 - b_2}{R} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (6)$$

În cazul piuliței, rectificarea elicoidului cu acest profil este îngădită de apariția interferenței, manifestată prin lip-

$$\Delta x = x_A - R_o ; \alpha_o = 7^\circ + 10^\circ. \quad (11)$$

Ordonata lui M_o se determină din relația:

$$y_c = y_A + 1,6 \Delta x \operatorname{tg} \alpha_o. \quad (12)$$

Dreapta $M_A M_o$ are ecuația:

$$X = \begin{bmatrix} x_c \mp P \\ (y_c \pm P \operatorname{tg} \alpha_o) \cos \theta \\ (y_c \pm P \operatorname{tg} \alpha_o) \sin \theta \\ 1 \end{bmatrix} = X(P), \quad (13)$$

în care semnul superior corespunde șurubului, iar cel inferior pentru profilul piuliței.

Un studiu numeric privind aproximarea circulară și aproximarea cu o dreaptă a profilului generator în cazul transmisiei elicoidale cu unghi de contact micșorat a dus la rezultate concretizate în diagrame de forma celei din figura 3, în care se observă aproximarea uniformă cu cercul pînă în punctul de recordare cu dreapta și o ușoară oscilație a aproximării în apropierea punctului de inflexiune, după care are loc aproximarea uniformă cu dreapta [1].

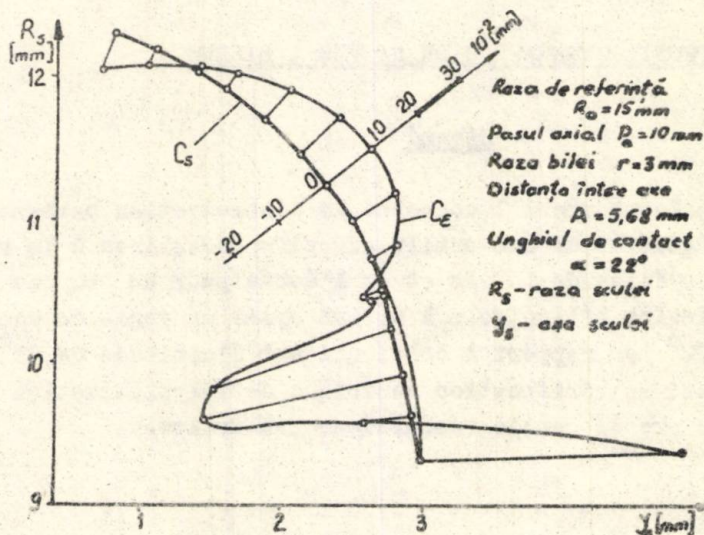


Fig.3

BIBLIOGRAFIE

- [1] SUTU, V. Cercetări teoretice și experimentale privind precizia în lanțurile cinematice de filetare cu mecanism șurub-piuliță. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1979.

SUTRU, V.

PROFILUL GENERATOR AL SURUBULUI CU BILE

Rezumat

Studiul întreprins se referă la stabilirea matematică a profilului generator al sculelor abrazive necesare rectificării filetului șurubului și piuliței pentru un nou tip de transmisie elicoidală cu bile cu unghi de contact micșorat la 22° față de cel obișnuit de 45° și la verificarea numerică a aproximării profilului cu arc de cerc racordat cu o dreaptă.

LE PROFIL GÉNÉRATEUR DE LA VIS À BILLES

Résumé

Le présent travail concerne la détermination mathématique du profil générateur des outils abrasifs nécessaires à la rectification du filet de la vis et de l'écrou pour un nouveau type de transmission hélicoïdale à billes ayant un angle de contact réduit à 22° par rapport à celui qui est d'habitude de 45° . On y aborde aussi la vérification numérique de l'approximation du profil par un arc de cercle raccordé par une droite.

ALGORITHMUS FÜR DIE OPTIMALE AUSWAHL DER ELASTISCHEN

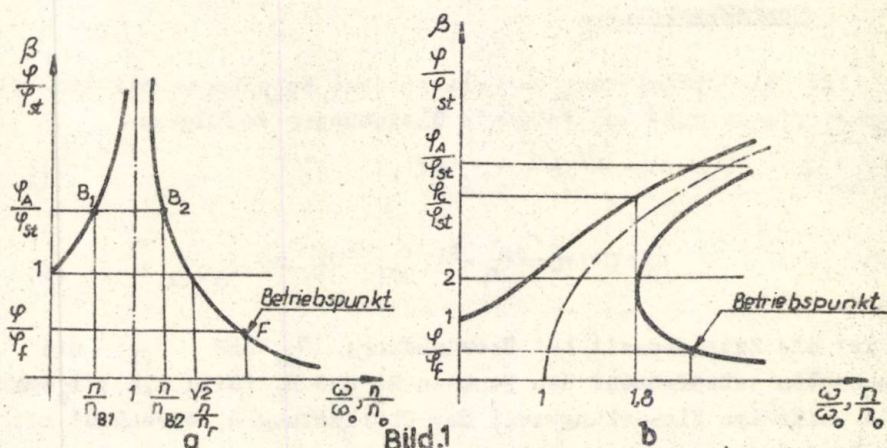
KUPPLUNGEN

Dr. Ing. Ioan Drăghici, Professor der Universität Braşov;
Ing. Costel Bejan, Oberassistent der Universität Braşov;
Ing. Livia Huidan, Assistent der Universität Braşov.

Die Auswahl der optimalen elastischen Kupplung für ein bestimmtes dynamisches System stellt für den Konstrukteur den determinierenden Faktor dar für die Sicherung einer optimalen Functionierung des Systems, in nichtstationärem Betrieb.

Die vorliegende Arbeit schreibt sich als ein Beitrag in der Aufklärung einiger Aspekte des erwähnten Problems ein und bestimmt die Methodologie und den Algorithmus für die Optimierung der Auswahl einer elastischen Kupplung, in zwei Varianten: mit linearer und mit nichtlinearer Charakteristik.

Die nichtlinearen Charakteristiken sind progressiv, ihre analytische Form ist eine kubische Parabel, dritten Grades, oder eine Folge von Geradenabschnitten, 1 ^{*)}.



^{*)} In der Arbeit wird nur der Fall einer nichtlinearen Charakteristik, vom Typ einer kubischen Parabel dritten Grades, analysiert.

Die Analyse der erzwungenen Schwingungen der Systemen ausgerüstet mit elastischen Kupplungen bestimmt den Schwankungsverlauf des Verstärkungsfaktors β , abhängig vom Verhältnis zwischen der störenden Frequenz ω und der eigenen Frequenz ω_0 (Bild 1, a - Fall der linearen Charakteristik; b - Fall der nichtlinearen Charakteristik) [1].

1. Konstruktionsausgangsdaten

Im Thema müssen folgende Daten angegeben sein: Leistung des Antriebsmotors P , in kW; Drehzahl des Antriebsmotors n_1 , in U/min; I_1 und I_2 - massische Trägheitsmomente des Antriebsteils und des angetriebenen Teils; grösster zulässiger Verdrehungswinkel der Halbkupplungen $\varphi_{\max}$, in grad; grösster zulässiger Verdrehungswinkel der Antriebswelle oder der angetriebenen Welle φ_A , in grad (den grössten Wert inbetrachtend); Beschleunigungszeit des Systems, von der Nulldrehzahl bis zur Nenndrehzahl t_A , in s; Bremszeit des Systems von der Nenndrehzahl bis zur Nulldrehzahl t_P , in s.

2. Optimierung der Auswahl der Kupplungen mit linearer Charakteristik

Für die Optimierung der elastischen Kupplungen mit linearer Charakteristik muss man folgende Gleichungen befolgen:

$$\eta_r = \frac{30\sqrt{2}}{T} \omega_0 < \eta; \quad (1)$$

$$t_s = \max\left[\frac{\eta_{B2} - \eta_{B1}}{n} t_A, \frac{\eta_{B1} - \eta_{B2}}{n} t_B\right] t_a, \quad (2)$$

t_s ist die Betriebszeit bei Überlastung; η_{B1} und η_{B2} - die Drehzahlen entsprechend den Punkten B_1 und B_2 (Bild 1, a); $t_{s_{\max}}$ - maximale zulässige Einwirkungszeit der Überlastungen, berechnet mit der Gleichung [2]:

$$t_a = \frac{T}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{ech}}}{k}}, \quad (3)$$

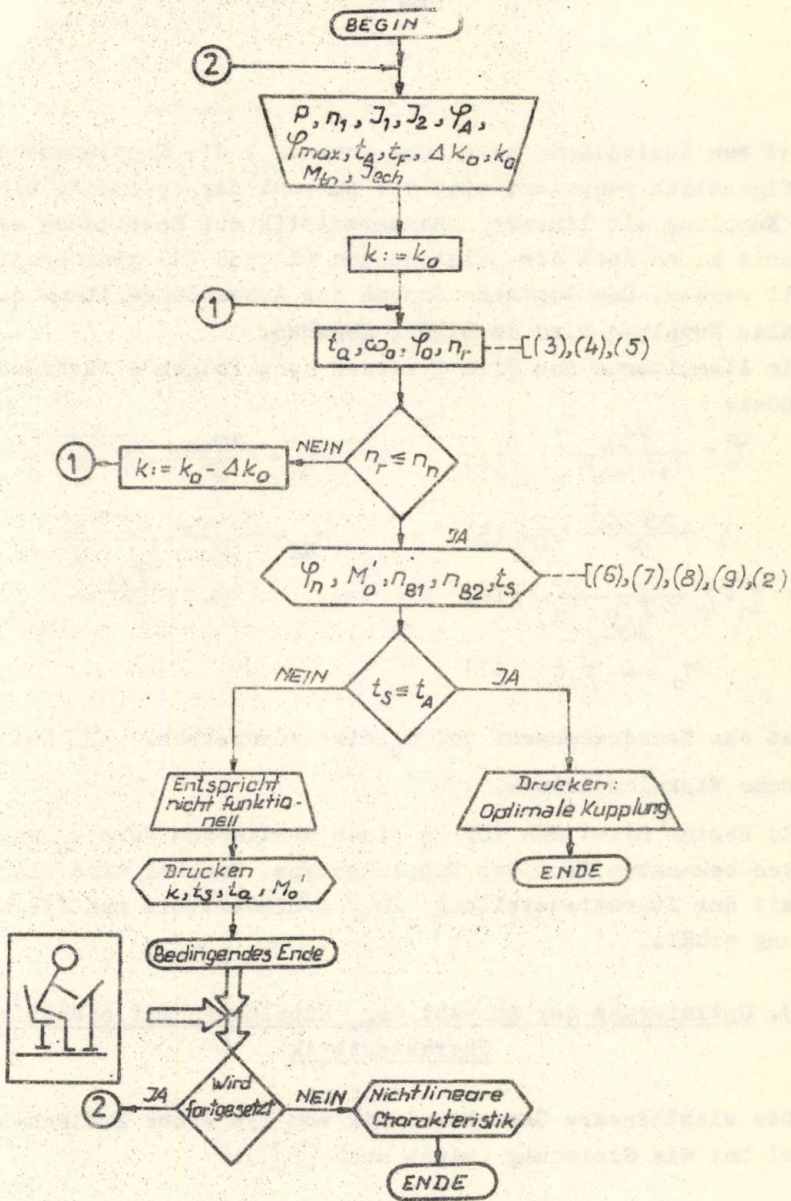


Bild. 2

Iech ist das äquivalente massische Moment, k die Kupplungsstarrheit.

Eigentlich reduziert sich die Auswahl der optimalen elastischen Kupplung mit linearer Charakteristik zur Bestimmung der Starrheit k , so dass die Gleichungen (1) und (2) gleichzeitig erfüllt werden. Das logische Schema des Auswahlalgorithmus der optimalen Kupplung wird in Bild 2 gegeben.

Im Algorithmus aus Bild 2 werden noch folgende Ausdrücke verwendet:

$$\varphi_0 = \frac{M_{tn}}{I_1 \omega_0^2}; \quad (4)$$

$$n_{B1} = \frac{3D\omega_0}{\pi} \sqrt{1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_A}}; \quad (8)$$

$$n_r = \frac{3D\sqrt{2}}{\pi} \omega_0; \quad (5)$$

$$n_{B2} = \frac{3D\omega_0}{\pi} \sqrt{1 + \frac{\varphi_0}{\varphi_A}}; \quad (9)$$

$$\varphi_n = \varphi_0 \frac{1}{\left(\frac{n_r}{3D\omega_0}\right)^2 - 1}; \quad (6)$$

$$\omega_n = \frac{\pi n}{3D}, \quad (10)$$

$$M'_0 = k \varphi_n; \quad (7)$$

M_{tn} ist das Nenndrehmoment und n_n die Nenndrehzahl; φ_0 ist die statische Winkelamplitude.

Zu Beginn nimmt man für k einen bestimmten Wert k_0 an, den grössten bekannten Wert des Kupplungstyps. Nachher wird dieser Wert mit der Iterationsteilung Δk_0 gemindert, bis man die optimale Kupplung erhält.

3. Optimierung der Auswahl der Kupplungen mit nichtlinearer Charakteristik

Die nichtlineare Charakteristik vom Typ einer kubischen Parabel hat die Gleichung (siehe auch [1]):

$$M(\varphi) = k\varphi + \gamma\varphi^3, \quad (11)$$

Für diese Charakteristikform ist die Gleichung des Verstärkungsfaktors:

$$\frac{3}{4} \cdot \frac{\gamma}{k} \varphi_0^2 \beta^3 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right] \beta - 1 = 0, \quad (12)$$

wo γ die Proportionalitätskonstante mit φ^3 ist.

Für die Initialisierung der Werte für k und γ nimmt man an dass:

- der Wert der Starrheit k kleiner ist als bei den elastischen Kupplungen mit linearer Charakteristik; für die Initialisierung kann man trotzdem vom selben Wert k_0 ausgehen, wie im Fall der Kupplungen mit linearer Charakteristik.

- bei der Bestimmung des Wertes für γ , das Spektraldiagramm der Kupplungen mit kubischer progressiver Charakteristik den Ausgangspunkt darstellt (Bild 2 aus [3]). Der Winkelkoeffizient der Hyperbelasymptote wird durch die Gleichung gegeben [3]:

$$m = \sqrt{\frac{4 I_{ech}}{3 \gamma}}. \quad (13)$$

Wenn man $\angle \in [30^\circ, 45^\circ]$ annimmt, dann erhalten wir:

$$\frac{\sqrt{3}}{3} \leq m \leq 1, \text{ si } \frac{4}{3} I_{ech} \leq \gamma \leq 4 I_{ech}. \quad (14)$$

Als Größenordnung ist γ viel kleiner als k ; man kann $\gamma = \frac{4}{3} I_{ech}$ annehmen; wenn man durch Änderung von k nicht die optimale Kupplung erhält, wird der Wert von γ geändert, eventuell durch Gespräch mit der Rechenmaschine.

Die Schwingungsamplituden im Betriebspunkt und im Punkt B (Bild 1, b) werden mit den Gleichungen (15) und (16) bestimmt:

$$\varphi_n = \beta_n \varphi_0, \quad (15)$$

$$\varphi_B = \beta_B \varphi_0, \quad (16)$$

und das Moment

$$M_0' = k \varphi_n + \gamma \varphi_n^3. \quad (17)$$

Ein erstes Optimierungskriterium der Kupplungen mit nichtlinearer Charakteristik besteht im Vergleich der Amplitude des periodischen Momentes M_0' mit einem Bezugswert M_{or}^{**}). Ein zweites Optimierungskriterium ist der Amplitudenwert φ_B , der kleiner sein muss als φ_A (Lage des Punktes B, Bild 1, b).

*) Der Bezugswert kann der Wert der optimalen Kupplung mit linearer Charakteristik sein, oder kann aus der Betrachtung des Ermüdungsverhaltens erhalten werden.

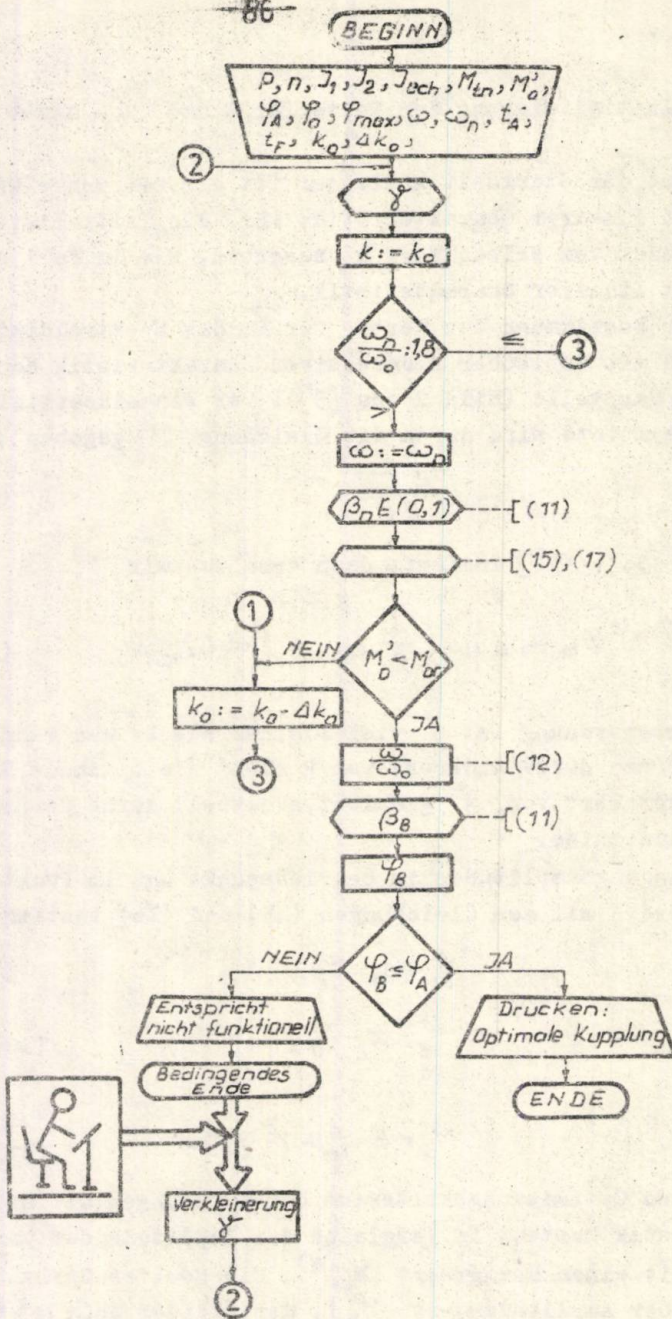


Bild. 3

Das logische Schema des Auswahlalgorithmus der optimalen Kupplung mit nichtlinearer Charakteristik wird in Bild 3 dargestellt.

4. Numerisches Beispiel

Kupplung mit linearer Charakteristik

Konstruktionsdaten: $P=60 \text{ kW}$; $n=975 \text{ U/min}$; $I_1=35 \text{ daN.cm.s}^2$; $I_2=175 \text{ daN.cm.s}^2$; $\varphi_A=145^\circ$; $\varphi_{\max}=4^\circ$; $t_A=2 \text{ s}$; $t_F=1 \text{ s}$; $k_0=3 \cdot 10^5 \text{ daN.cm/rad}$; $\Delta k_0=5 \cdot 10^4 \text{ daN.cm/rad}$.

Gedruckte Daten für die optimale Kupplung: $I_{\text{ech}}=29,2 \text{ daN.cm.s}^2$; $M_t=5877 \text{ daN.cm}$; $t_a=0,027 \text{ s}$; $\omega_0=58,52 \text{ s}^{-1}$; $\varphi_0=3,367^\circ$; $n_r=791 \text{ U/min}$; $\varphi_n=1,647^\circ$; $M'_0=2874 \text{ daN.cm}$; $k=1 \cdot 10^5 \text{ daN.cm/rad}$; $t_s=0,026 \text{ s}$.

Kupplung mit nichtlinearer Charakteristik

Konstruktionsdaten: die Daten der Kupplung mit linearer Charakteristik und $\delta^3=39 \text{ daN cm/rad}^3$.

Gedruckte Daten für die optimale Kupplung (Vergleichskriterium: die Leistungen der Kupplung mit linearer Charakteristik): $I_{\text{ech}}=29,2 \text{ daN.cm.s}^2$; $M_t=5877 \text{ daN.cm}$; $\omega_0=41,38 \text{ s}^{-1}$; $\varphi_0=5,62^\circ$; $\varphi_n=1,104^\circ$; $M'_0=963 \text{ daN.cm}$; $\varphi_B^n=107^\circ$; $k=5 \cdot 10^4 \text{ daN.cm/rad}$; $\delta^3=39 \text{ daN.cm/rad}^3$.

Die beiden Kupplungen können im gegebenen mechanischen System verwendet werden, die Kupplung mit nichtlinearer Charakteristik ist vorteilhafter. Das letzte Auswahlkriterium wird, in diesem Fall, die Wertanalyse sein.

Schlussfolgerungen

Durch Anwendung des, in dieser Arbeit dargestellten Algorithmus kann man die optimale Kupplung, mit linearer oder nichtlinearer Charakteristik, für ein gegebenes dynamisches System festlegen.

Schrifttum

- [1] DRAGHICI, I. și colaboratori. Calculul și construcția cuplajelor. București, Editura tehnică, 1978.
- [2] FAMPÉL, W. Kupplungen. Band I. Berlin, VEB Verlag Technik, 1958.
- [3] DRAGHICI, I. și colaboratori. Sistem pentru evaluarea influenței cuplajelor elastice cu arcuri multilamelare asupra dinamicii sistemelor cu mișcare de rotație. In: Noutăți în mecanisme și organe de mașini, vol. II Brașov, 1978, p. 69-73.
- [4] PROTOCOL. "Metodica de calcul geometric, dinamic și de rezistență cu optimizarea parametrilor de bază și calculul automat pe calculatorul WANG 2200 pentru cuplajele elastice cu arcuri multilamelare", Universitatea din Brașov, 1979. (Contract pentru ICPTOM)

DRAGHICI, I., BEJAN, C., HUIDAN, L.

ALGORITHMUS FÜR DIE OPTIMALE AUSWAHL DER ELASTISCHEN
KUPPLUNGEN

Zusammenfassung

Die Auswahl der optimalen elastischen Kupplung für ein bestimmtes mechanisches System stellt für den Konstrukteur den determinierenden Faktor dar, für die Sicherung einer optimalen Funktionierung des Systems.

Die Arbeit schreibt sich als ein Beitrag in der Aufklärung einiger Aspekte der erwähnten Problems ein, und bestimmt den Algorithmus für die Optimierung der Auswahl einer elastischen Kupplung, in zwei Varianten: mit linearer und mit nichtlinearer Charakteristik.

ALGORITM PENTRU ALEGEREA OPTIMIZATA A CUPLAJELOR ELASTICE

Rezumat

Alegerea cuplajului elastic optim pentru un sistem dinamic dat - fiind una dintre cele mai contraversate probleme ale procesului de proiectare - constituie factorul determinant pentru proiectant în vederea asigurării unei funcționări optime a sistemului respectiv.

Lucrarea - înscriindu-se ca o contribuție la alucidarea unor aspecte ale problemei enunțate - precizează metodic și stabilește algoritmul pentru optimizarea alegerii unui cuplaj elastic în două variante: cu caracteristică liniară și respectiv neliniară.

ASPECTE ALE CUPLARII CUPLAJELOR DE SIGURANȚĂ CU CORPURI
DE BLOCARE DISPUSE RADIAL

Ing. Gh. Moldovean, asistent la Universitatea din Brașov.

Utilizarea cuplajelor de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial, pentru transmiterea de momente de torsiune mari, este avantajoasă datorită simplității construcției și gabaritului redus al acestora.

Dintre principalele condiții impuse cuplajelor de siguranță, implicit și cuplajelor cu corpuri de blocare dispuse radial, se amintesc [3] : fiabilitate ridicată, funcționare sigură în exploatare precum și precizie de intrare în funcțiune (decuplare), la o valoare impusă a momentului de torsiune.

Aceste condiții pot fi îndeplinite, la cuplajele cu corpuri de blocare dispuse radial, prin menținerea stării inițiale de prelucrare a suprafețelor active ale corpurilor de blocare și suprafețelor conjugate, din cele două semicuplaje, fără uzarea pronunțată a acestora.

Starea suprafețelor active depinde de uzarea acestora, uzare care se produce în procesul decuplării, când contactul - dintre partea activă a corpului de blocare^{*)} și suprafața conjugată a canalului din semicuplaj - devine liniar [4] și în procesul cuplării, cu șoc, care prin sarcini dinamice, duce la mărirea presiunii locale în zona de contact.

Literatura de specialitate [2,3,5] nu indică recomandări cu privire la desfășurarea procesului de cuplare la aceste cuplaje.

În lucrare, pe baza analizei procesului de cuplare, se determină relația de interdependență dintre parametrii constructivi și funcționali ai cuplajului și turația maximă de funcționare, din condiția cuplării corecte.

Procesul de cuplare începe în momentul în care virful părții active a corpului de blocare 3, în punctul A, are posibilitatea să se deplaseze între suprafețele conjugate, ale canalului din semi-

^{*)} Partea prelucrată sub formă de pandă.

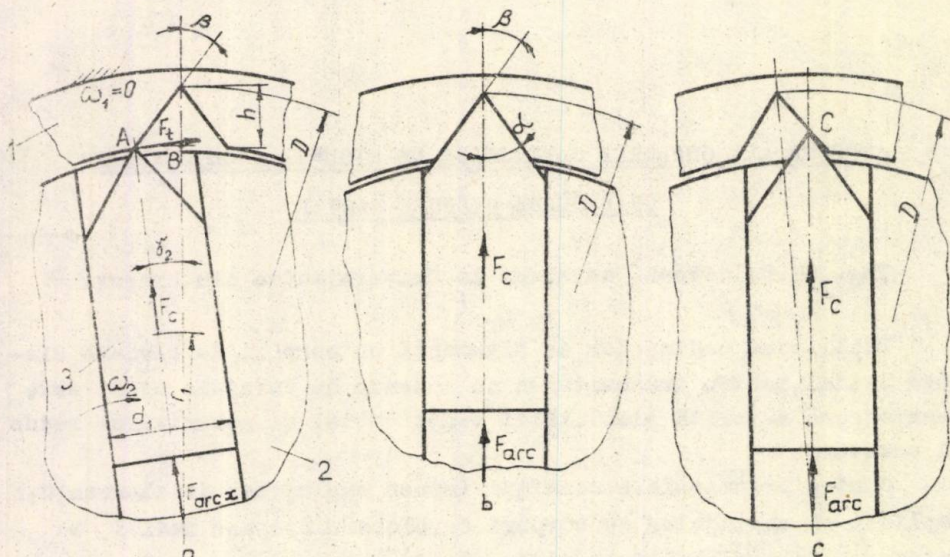


Fig. 1

cuplajul 1 (fig.1,a). Deplasarea corpului de blocare are loc, în direcție radială, sub acțiunea forței din arc $F_{arc\alpha}$ și a forței centrifuge F_c^R și, în direcție tangențială, sub acțiunea forței F_t datorată rotirii semicuplajului conducător.

Procesul de cuplare se desfășoară în condiții optime atunci când, la sfârșitul cuplării, contactul dintre partea activă a corpului de blocare și cea conjugată din semicuplaj are loc pe întreaga suprafață (fig.1,b); în acest fel se obține o repartizare a presiunii pe o suprafață comparativ cu situația când contactul dintre corpul de blocare și semicuplaj se produce în punctul C (fig.1,c), contact caracterizat printr-o presiune locală liniară ridicată, ceea ce duce la o uzare rapidă a suprafețelor funcționale.

Prin analogie cu cuplajele de siguranță cu gheare [1], condiția cuplării corecte este îndeplinită atunci când este satisfăcută relația $t_1 \geq t_2$, în care t_1 reprezintă timpul de parcurgere a arcului $\widehat{AB}$ de către virful corpului de blocare (v.fig.1,a) iar t_2 este timpul de deplasare radială a corpului de blocare pe înălțimea h a canalelor din semicuplajul 1.

În ipoteza că semicuplajele 1 și 2 au vitezele unghiulare constante ($\omega_1 = \text{const.}$, $\omega_2 = \text{const.}$), timpul t_1 se determină cu relația:

*) Se consideră că semicuplajul 2 este conducător.

$$t_1 = \frac{\delta_2}{|\omega_1 - \omega_2|} = \frac{1}{|\omega_1 - \omega_2|} \operatorname{arctg} \left(\frac{2h}{D-h} \operatorname{tg} \beta \right), \quad (1)$$

în care β reprezintă unghiul de inclinare al flancului pasiv^{*)} al canalului din semicuplaj; D - diametrul maxim al canalelor din semicuplajul exterior, h - înălțimea canalului din semicuplaj, respectiv cursa activă a arcului.

Timpul t_2 se determină, considerînd că mișcarea corpului de blocare este accelerată, prin rezolvarea ecuației de mișcare

$$m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = F_c + F_{\text{arc}}, \quad (2)$$

unde x este deplasarea curentă, în direcție radială, a corpului de blocare iar m_1 este masa corpului de blocare.

În ipoteza neglijării variației forței centrifuge F_c - raportul h/r_1 este foarte mic - relația (2) devine:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k}{m_1} x = \frac{k}{m_1} [(1+x)\delta_1 + h], \quad (3)$$

unde k reprezintă rigiditatea arcului; δ_1 - săgeata inițială de montaj a arcului (în poziția complet cuplat a corpului de blocare);

χ - factor de proporționalitate al forței centrifuge ($\chi = F_c/k\delta_1$; v. și [4]).

Prin rezolvarea ecuației (3), ținînd cont de condițiile inițiale, la care începe cuplarea: $t_0 = 0$, $x = 0$, $\frac{dx}{dt} = 0$, și de cele finale, la sfîrșitul cuplării $x = h$, se obține expresia timpului t_2 :

$$t_2 = \sqrt{\frac{m_1}{k}} \operatorname{arc} \cos \left[1 - \frac{h}{h + (1+\chi)\delta_1} \right]. \quad (4)$$

Condiția cuplării corecte, la limită, se poate exprima astfel:

$$t_{1 \min} \geq t_{2 \max}.$$

Parcursirea arcului AB în timpul $t_{1 \min}$ se produce atunci cînd viteza unghiulară a semicuplajului condus devine nulă; în acest caz relația (1) se poate scrie:

$$t_{1 \min} = \frac{1}{\omega} \operatorname{arctg} \left(\frac{2h}{D-h} \operatorname{tg} \beta \right). \quad (5)$$

Timpul $t_{2 \max}$ se determină atunci cînd semicuplajul condus este semicuplajul 2, deci cînd $\omega_2 = 0$ și $\chi = 0$.

Din relațiile (5) și (4) explicitînd viteza unghiulară ω se obține:

*) Flancul pe care se produce cuplarea.

$$n \leq \frac{30}{\pi} \frac{\arctg \frac{2htg\beta}{D-2h}}{\sqrt{\frac{m_1}{k}} \arccos \left[1 - \frac{h}{(1+x)\delta_1+h} \right]} \quad [rot/min], \quad (6)$$

relație ce reprezintă turația maximă admisibilă de funcționare a cuplajului de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial.

Din relația (6) se observă că turația maximă admisibilă de funcționare a cuplajului depinde de dimensiunile constructive D, h și β precum și de masa corpului de blocare, de rigiditatea k și de săgeata inițială δ_1 a arcului. Iatrucit dimensiunile constructive D și h se aleg în funcție de destinația și locul de montare al cuplajului neputînd fi, în general, modificate rezultă că mărirea turației de funcționare depinde, în principal, de masa m_1 ,

de forța din arc $k\delta_1$ și de unghiul β .

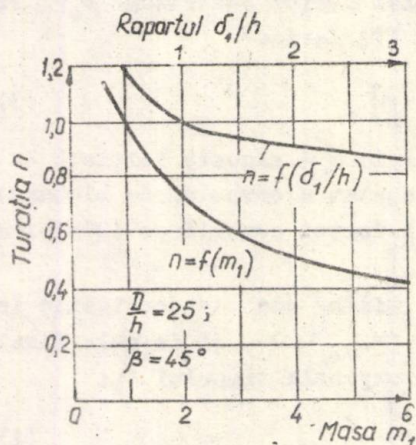


Fig. 2

În fig. 2 se prezintă, calitativ, variația turației n prin modificarea masei m_1 și a raportului δ_1/h în ipoteza unor elemente constructive constante ($\frac{D}{h}$ și β). Din curbele prezentate rezultă o scădere rapidă a turației maxime admisibile cu creșterea masei corpului de blocare și o scădere relativ redusă a turației cu creșterea raportului δ_1/h , fapt deosebit de important deoarece raportul δ_1/h și rigiditatea arcului k se

determină din condițiile impuse în procesul de decuplare (v. și [4]).

Diagrama din fig. 3, unde s-a reprezentat variația expresiei $n\sqrt{\frac{m_1}{k}}$ (determinată din relația (6)), oferă, implicit, o imagine asupra variației turației maxime admisibile a cuplajului în funcție de caracteristicile constructive principale ale acestuia (D, h, β, δ_1, x).

Relația (6) și diagrama din fig. 3 permite:

- alegerea inițială a unghiului β al canalului din semicuplaj, în procesul de proiectare a unui cuplaj de siguranță cu corpuri de blocare radiale;

*) m_1 , în kg și k , în N/m.

**) Modificarea raportului δ_1/h se face cu modificarea corespunzătoare a rigidității arcului, pentru a menține aceeași forță în arc.

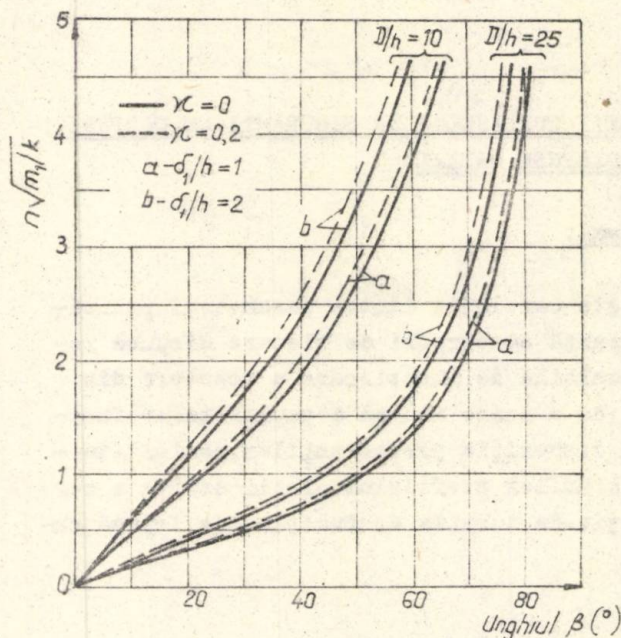


Fig.3

- determinarea turației maxime admisibile de funcționare pentru un cuplaj existent și compararea acesteia cu turația de funcționare a lanțului cinematic unde se montează;

- alegerea unghiului profilului părții active a corpului de blocare, la cuplajele care funcționează în ambele sensuri, din condițiile impuse la decuplare și condiția cuplării corecte, cu o uzură minimă a suprafețelor active.

Bibliografie

- [1] BLAER, I. L. Rabotesposobnosti kulacikovih predohranitelin muft. In: Vestnik mašinostroenia, 51, nr. 1, 1971, p. 16-17.
- [2] DIACENKO, S. K. și KIRKACI, N. F. Predohranitelnie mufti. Kiev, Izd. Tehnica, 1962.
- [3] DRAGHICI, I. ș.a. Calculul și construcția cuplajelor. București, Editura tehnică, 1978.
- [4] MOLDOVEAN, GH. și CRISAN, I. Momentul de torsiune transmis de cuplajul de siguranță cu corpuri de blocare radiale. In: Buletinul Simpozionului Proiectarea asistată de calculator Vol. II, 1978, p. 105-110.
- [5] TERPLAN, Z. ș.a. Kálőszabes tengelykapcsolók. Budapest, Műszaki Könyvtár, 1971.

MOIDOVEAN, GH.

ASPECTE ALE CUPLĂRII CUPLAJELOR DE SIGURANȚA CU CORPURI
DE BLOCARE DISPUSE RADIAL

Rezumat

În lucrare se stabilește corelația dintre parametrii principali ai cuplajelor de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial și turația maximă admisibilă de funcționare a acestora din condiția cuplării corecte, cu o uzare minimă a suprafețelor funcționale. Se pune astfel, la dispoziția proiectanților, posibilitatea alegerii corecte a unghiurilor profilului părții active a corpurilor de blocare în funcție de turația de funcționare impusă cuplajului.

ASPEKTE DER SCHALTUNG VON SICHERHEITSKUPPLUNGEN MIT
RADIALEN KLEMMKÖRPERN

Zusammenfassung

Im Beitrag wird die Wechselbeziehung zwischen den Hauptparametern der Sicherheitskupplungen mit radial angeordneten Klemmkörpern und der zulässigen maximalen Betriebsdrehzahl aus der Bedingung der richtigen Schaltung, mit einem minimalen Verschleiss der Arbeitsflächen festgesetzt.

Dadurch wird dem Konstrukteur die Möglichkeit der richtigen Wahl der Winkel des Arbeitsprofils des aktiven Teiles der Klemmkörper in Abhängigkeit von der im Betrieb notwendigen Drehzahl zur Verfügung gestellt.

CALCULUL LUNGIMII PESTE DINȚI
LA ROTILE DINTATE CU CONTACT DE ROSTOGOLIRE

Dr.ing. G. Miloiu, I.P.C.U.P. - A. 3ol - Cîmpina.

1. Introducere

Pornind de la observația că numai la contactul în pol nu intervin alunecări între flancurile dinților, în 1967 s-au propus angrenaje cu contact numai pe axa instantanee a rotației relative: angrenaje cu contact de rostogolire (Krasnoscekov, în URSS, Rouverol, în S.U.A.). Asupra acestor angrenaje există puține date publicate [2].

În lucrarea de față, pentru prima dată, se dau o metodă de calcul și rezultate numerice pentru lungimea peste dinți la roțile dințate cu contact de rostogolire. Bineînțeles, și la aceste roți măsurarea lungimii peste dinți reprezintă principalul mod de verificare a adâncimii de pătrundere a sculei, de constatarea gradului de stabilitate a fabricației. Lucrarea continuă preocupările autorilor în calculul lungimii peste dinți la roțile dințate neevolventice [1, 2].

2. Metoda de calcul

Demonstrația va avea ca suport fig. 1, în care s-au considerat porțiunea din roată pe care se face măsurarea și sistemele de coordonate ce se vor folosi în continuare, și anume:

- $E_R(x_R, y_R, z_R)$ - sistem legat de roată, cu ordonata $O_R y_R$ suprapusă axei roții, iar axa $O_R z_R$ coincide cu axa de simetrie a unui dinte al roții;

- $E_O(x_O, y_O, z_O)$ - sistem fix, cu axa $O_O y_O$ suprapusă cu axa $O_R y_R$ și axa $O_O z_O$ rotită față de axa $O_R z_R$ cu unghiul W .

Unghiul $2W$ definește intervalul de măsurare. Din fig. 1 rezultă:

$$W = (N - 1) \pi / Z \quad , \quad (1)$$

în care Z este numărul de dinți ai roții, iar N - numărul de dinți din intervalul de măsurare. Axa de simetrie a intervalului de măsurare trece printr-un dinte dacă N este număr impar sau prin golul dintre dinți dacă N este număr par.

Suprafețele S'_0 și S''_0 ale dintelui sînt simetrice față de axa O_0z_0 . Această simetrie se va păstra și în poziția rotită a acestor suprafețe cu unghiul $\pm W$ (pozițiile S'_R și S''_R). De aceea orice punct $M' \in S'_R$ are un punct simetric $M'' \in S''_R$, iar linia $M'-M''$ intersectează axa O_0z_0 sub unghi drept. De aici rezultă ideea pe care se bazează metoda pentru determinarea lungimii peste dinți la o roată dințată cu profil de referință oarecare: lungimea peste dinți este distanța dintre două puncte (M' , M'') situate pe flancurile antiomologe ale dinților extremi din intervalul considerat; (S'_R , S''_R) au suportul comun și dispus perpendicular pe axa de simetrie a intervalului (O_0z_0). Intr-o formulare echivalentă, normala ridicată în punctul de măsurare M' trebuie să aibă proiecție zero pe axa O_0z_0 și să fie coplanară cu această axă și cu vectorul de poziție O_0M' .

Se consideră suprafața S'_R definită de vectorul de poziție X_R și normala N_R :

$$X_R = \begin{bmatrix} x_R \\ y_R \\ z_R \end{bmatrix} = X_R(u, v); \quad (2)$$

$$N_R = \begin{bmatrix} \frac{\partial y_R}{\partial u} \cdot \frac{\partial z_R}{\partial v} - \frac{\partial z_R}{\partial u} \cdot \frac{\partial y_R}{\partial v} \\ \frac{\partial z_R}{\partial u} \cdot \frac{\partial x_R}{\partial v} - \frac{\partial x_R}{\partial u} \cdot \frac{\partial z_R}{\partial v} \\ \frac{\partial x_R}{\partial u} \cdot \frac{\partial y_R}{\partial v} - \frac{\partial y_R}{\partial u} \cdot \frac{\partial x_R}{\partial v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_{xR} \\ n_{yR} \\ n_{zR} \end{bmatrix} = N_R(u, v), \quad (3)$$

în care u și v sînt parametrii independenți ai suprafeței.

Prin matricea de transfer din sistemul E_0 în sistemul E_R (fig. 1),

$$T_{Ro} = \begin{bmatrix} \cos W & 0 & -\sin W \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin W & 0 & \cos W \end{bmatrix}, \quad (4)$$

se transcriu expresiile (2) și (3) în sistemul fix E_o :

$$X_o = \begin{bmatrix} x_o \\ y_o \\ z_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_R \cos W - z_R \sin W \\ y_R \\ x_R \sin W + z_R \cos W \end{bmatrix} = X_o(u, v), \quad (5)$$

$$N_o = \begin{bmatrix} n_{xo} \\ n_{yo} \\ n_{zo} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_{xR} \cos W - n_{zR} \sin W \\ n_{yR} \\ n_{xR} \sin W + n_{zR} \cos W \end{bmatrix} = N_o(u, v). \quad (6)$$

Relațiile (5) și (6) definesc vectorial suprafața S_R raportată la sistemul de coordonate fix E_o .

Normala N_o va fi perpendiculară pe axa $O_o z_o$ dacă $n_{zo}=0$, respectiv pentru:

$$\frac{n_{xR}}{n_{zR}} = -\operatorname{tg} W = \text{const.} \quad (6)$$

și va intersecta aceeași axă dacă este satisfăcută condiția:

$$\frac{x_R n_{yR} - y_R n_{xR}}{y_R n_{zR} - z_R n_{yR}} = -\operatorname{tg} W = \text{const.} \quad (8)$$

$$y_R n_{zR} - z_R n_{yR}$$

Lungimea peste dinți este:

$$L_N = 2 \sqrt{(x_R \cos W - z_R \sin W)^2 + y_R^2}, \quad (9)$$

în care W este dat de (1), iar u și v (în x_R, y_R, z_R) rezultă din (7) și (8).

Metoda prezentată este generală: aplicabilă pentru roți dințate cu orice profil, cu condiția să se cunoască ecuațiile parametrice ale suprafeței dinților (2).

Pentru stabilirea expresiei matriceale (2) la roțile dințate cu contact de rostogolire, se consideră mai întâi profilul frontal definit ca în fig. 2. Coordonatele centrului profilului circular L sînt:

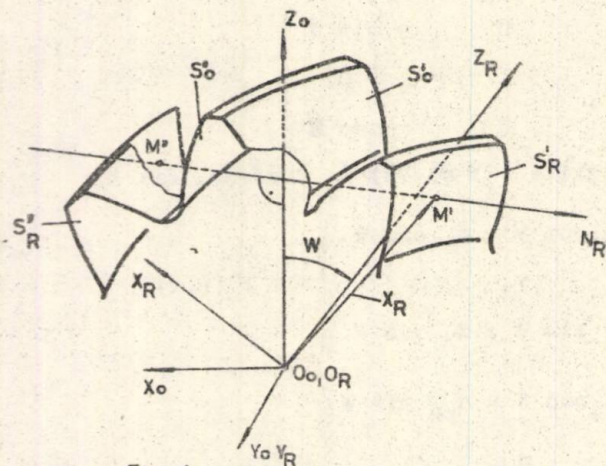


Fig. 1

1	
2	3
4	$\frac{Z = 25}{Z = 98}$

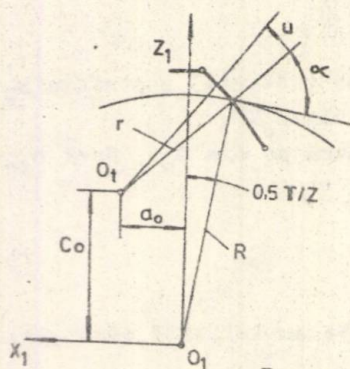


Fig. 2

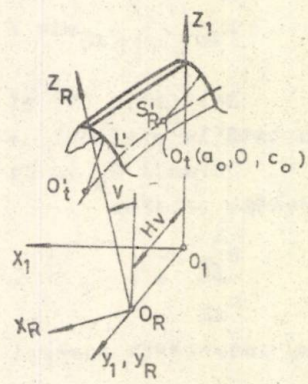


Fig. 3

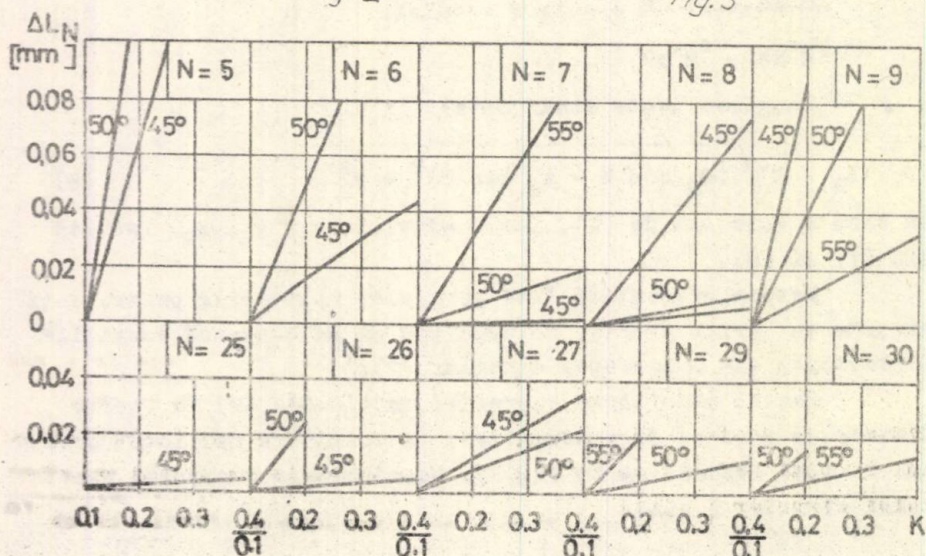


Fig. 4

$$\left. \begin{aligned} a_0 &= R \cos \left(\frac{\pi}{2Z} \right) - r \sin \left(\alpha - \frac{\pi}{2Z} \right) \\ c_0 &= r \cos \left(\alpha - \frac{\pi}{2Z} \right) - R \sin \left(\frac{\pi}{2Z} \right) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Vectorul de poziție al unui punct curent M pe profilul L este:

$$X_L = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_0 - r \cos(\alpha + u) \\ 0 \\ c_0 + r \cos(\alpha + u) \end{bmatrix} \quad (11)$$

Aplicînd o transformare elicoidală de parametru v ,

$$T_{LR} = \begin{bmatrix} \cos v & 0 & -\sin v \\ & H v & \\ \sin v & 0 & \cos v \end{bmatrix} \quad (12)$$

profilul L generează flancul dinților S_R^1 (fig. 3):

$$X_R = \begin{bmatrix} x_1 \cos v - z_1 \sin v \\ H v \\ x_1 \sin v + z_1 \cos v \end{bmatrix} \quad (13)$$

în care parametrul elicoidal H este:

$$H = R / \operatorname{tg} \beta,$$

unde R este raza cercului de divizare, iar β - unghiul de înclinare a dinților.

În (11), r , α și u au următoarele restricții:

- raza profilului: $r < R \sin \alpha$ - condiția asigurării contactului numai în pol;
- unghiul de profil: $\alpha = 45 \dots 55^\circ$ - condiția alunecărilor minime la angrenajul real (dinții deformați sub sarcină);
- lungimea profilului, prin parametrul u - din condiția ca grosimea dinților pe cercul exterior să fie cca 10% din modulul danturii.

3. Rezultatele numerice

Algoritmul stabilit mai sus a fost transpus în limbaj FORTRAN și executat pe calculatorul electronic Felix C-256. O parte din rezultatele numerice obținute sînt sistematizate în

Tabelul 1

$$\beta = 10,26^\circ [\arccos(123/125)], m_n = 2, \alpha = 50^\circ$$

Z	K	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈	L ₉
25	0.1	13585	16086	18384	20440	22219
	0.2	13713	16135	18391	20444	22260
	0.3	-	16183	18397	20447	22301
	0.4	-	-	18404	20451	22342
31	K	L ₇	L ₈	L ₉	L ₁₀	L ₁₁
	0.1	19168	21544	23738	25726	27486
	0.2	19250	21570	23739	25734	27535
	0.3	-	21595	23740	25743	27583
	0.4	-	21621	23741	25752	-
41	K	L ₁₀	L ₁₁	L ₁₂	L ₁₃	L ₁₄
	0.1	27522	29799	31930	33903	35704
	0.2	27573	29813	31930	33913	35748
	0.3	-	29828	31930	33923	35793
	0.4	-	29842	31931	33933	-
62	K	L ₁₆	L ₁₇	L ₁₈	L ₁₉	L ₂₀
	0.1	44220	46415	48510	50499	52376
	0.2	44254	46424	48510	50506	52407
	0.3	-	46432	48510	50513	52438
	0.4	-	46441	48510	50521	-
82	K	L ₂₁	L ₂₂	L ₂₃	L ₂₄	L ₂₅
	0.1	58485	60691	62823	64873	66851
	0.2	58529	60709	62826	64878	66861
	0.3	-	60726	62829	64879	66871
	0.4	-	-	62892	64879	66882
92	K	L ₂₄	L ₂₅	L ₂₆	L ₂₇	L ₂₈
	0.1	66731	68908	71019	73059	75027
	0.2	66765	68921	71020	73060	75039
	0.3	-	68934	71022	73061	75050
	0.4	-	-	71023	73065	75062

Tabelul 2

$$\beta = 10,26^\circ [\arccos(123/125)], m_n = 2$$

Z = 25 $\alpha = 50^\circ$ R = 25.407						
K	N = 6		N = 7		N = 8	
	L _N	R _m	L _N	R _m	L _N	R _m
0.1	16,086	25,051	18,384	25,284	20,440	25,492
0.2	16,135	24,703	18,391	25,163	20,444	25,577
0.3	16,183	24,360	18,397	25,044	20,447	25,663
0.4	-	-	18,404	24,925	20,451	25,748
Z = 31 $\alpha = 50^\circ$ R = 31,504						
K	N = 8		N = 9		N = 10	
	L _N	R _m	L _N	R _m	L _N	R _m
0.1	21,544	31,226	23,738	31,448	25,726	31,648
0.2	21,570	30,951	23,739	31,392	25,734	31,793
0.3	21,595	30,681	23,740	31,336	25,743	31,938
0.4	21,621	30,415	23,741	31,281	25,752	32,083
Z = 41 $\alpha = 45^\circ$ R = 41,667						
K	N = 10		N = 11		N = 12	
	L _N	R _m	L _N	R _m	L _N	R _m
0.1	27,480	41,443	29,784	41,675	31,943	41,892
0.2	27,491	41,221	29,784	41,683	31,956	42,117
0.3	27,502	41,001	29,784	41,691	31,969	42,343
0.4	27,513	40,783	29,784	41,699	31,982	42,568
Z = 41 $\alpha = 50^\circ$ R = 41,667						
K	N = 10		N = 11		N = 12	
	L _N	R _m	L _N	R _m	L _N	R _m
0.1	27,522	41,200	29,799	41,431	31,930	41,846
0.2	27,573	40,741	29,813	41,197	31,930	41,626
0.3	-	-	29,828	40,967	31,930	41,605
0.4	-	-	29,842	40,739	31,931	41,585

tabelele 1 - 2 și fig. 4, în care s-au făcut următoarele notații suplimentare: R_m - raza corespunzătoare punctelor de măsurare, $K = r / R$, $L_N = L_{NK} - L_{N(0,1)}$ - variația lungimii peste dinți pentru $r = KR$ față de $r = 0,1 R$, la aceiași parametri Z , N și α . Analizînd rezultatele numerice se desprind următoarele idei de bază:

- Pentru fiecare Z există un număr mare de posibilități de măsurare; de exemplu, pentru $Z = 25$: $N = 5, 6, 7, 8, 9$ - la $\alpha = 45^\circ$. La același Z , valorile extreme ale parametrului N depind de parametrul profilului - α și r .

- Dacă punctele de măsurare sînt situate pe cercul de divizare al roții, lungimea L_N este independentă de raza profilului r (în acel punct profilurile circulare sînt tangente, pentru o valoare dată a unghiului α).

- Dacă punctele de măsurare sînt în interiorul sau în exteriorul cercului de divizare, L_N depinde de r : pentru două valori Z și N crește cu r .

- Dacă punctele de măsurare sînt în interiorul (exteriorul) cercului de divizare, raza R_m scade (crește) la mărirea razei r , indiferent de valoarea unghiului α , iar lungimea L_N crește (scade) la mărirea unghiului α , la aceiași parametri Z , N și r .

B i b l i o g r a f i e

- [1] BOCIAN, I., MILOIU, G. Metodă de calcul a lungimii peste dinți la roțile dințate cu profil de referință arc de cerc. In: Constr. maș., 28(1976), nr.6, p. 313-321.
- [2] MILOIU, G., DUDIȚĂ, F., BOCIAN, I., DIACONESCU, D. Transmisii mecanice moderne, ed. II, Buc., Ed. tehnică, 1979.

MILOIU, G.

CALCULUL LUNGIMII PESTE DINTI LA ROTILE
DINTATE CU CONTACT DE ROSTOGOLIRE

R e z u m a t

In lucrare, pentru prima dată, se dau o metodă de calcul și rezultate numerice pentru lungimea peste dinți la roțile dinate cu contact de rostogolire. Se evidențiază influența parametrilor geometrici ai roții asupra lungimii peste dinți și a poziției punctelor de măsurare.

DIE BERECHNUNG DER ZAHNWEITE AN STIRNRÄDERN
MIT ROLLKONTAKTVERZÄHNUNG

Z u s a m m e n f a s s u n g

Dieser Beitrag ergibt zum ersten Mal ein Verfahren zur Berechnung, so wie numerische Ergebnisse der Zahnweite an Zahnräder mit Rollkontakt. Angegeben ist auch die Beeinflussung geometrischer Parameter des Zahnrades auf der Zahnweite und der Position der Messpunkte.

DETERMINAREA FUNCȚIEI DE FIABILITATE, ÎN CAZUL VARIATIEI
LINIARE ÎN TIMP A SOLICITĂRILOR ȘI REZISTENȚELOR DISTRI-
BUIE NORMAL

Ing. Bejan Costel, șef de lucrări la Universitatea din Brașov

Determinarea fiabilității previzionale implică stabilirea curbelor de distribuție ale solicitărilor și rezistenței unui reper, subansamblu sau ansamblu. Generalizarea uneia sau alteia dintre distribuții este dificilă, dar există multe organe de mașini la care rezistența este distribuită normal. Stabilirea unui spectru de solicitare este și mai complexă datorită infinității condițiilor de exploatare. Deși adoptarea unei ipoteze de normalitate pentru spectrul de solicitare concordă rareori cu realitatea se poate adopta totuși pentru unele cazuri reale de solicitare și anume pentru a - celea în care posibilitatea de control asupra factorilor variabili este mulțumitoare.

Pe durata timpului de funcționare a unui produs, spectrul de solicitare - mai ales în cazurile în care se poate adopta distribuția normală - este constant. Rezistența însă, scade în timp astfel încât din interpătrunderea continuă a distribuțiilor rezistenței și solicitării se obține probabilitatea de rupere (defectare), adică însăși complimentarea funcției de fiabilitate. Acest lucru este redat cel mai sugestiv de cunoscuta diagramă a lui Gassner [1]. În fig. 1 este dată o variantă originală a acestei diagrame în coordonate triortogonale. Planul lateral este mărginit de axele forțelor (solicitării și rezistenței) și ale densității de distribuție. Planul orizontal este limitat pe lângă axa forțelor de axa timpului. Cele trei axe, respectiv ale forțelor, densității de distribuție și timpului sînt notate z, f, t , originea păstrînd notația clasică 0.

$f_S(z)$ și $f_R(z)$, fiind densitățile de distribuție ale solicitării, respectiv rezistenței, expresiile lor la momentul inițial ($t=0$) sînt:

$$f_S(z) = \frac{1}{\sigma_S \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(z-\bar{S})^2}{2\sigma_S^2}}, \quad (1)$$

$$f_R(z) = \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(z-\bar{R})^2}{2\sigma_r^2}} \quad (2)$$

În relațiile (1) și (2) și în figura 1 s-au folosit următoarele notații:

- σ_s, σ_r - dispersiile solicitării, respectiv rezistenței;
- $S_i, \bar{S}, S_s$ - solicitarea inferioară (minimă), medie și superioară (maximă);
- R_i, R, R_s - rezistența inferioară (minimă), medie și superioară (maximă).

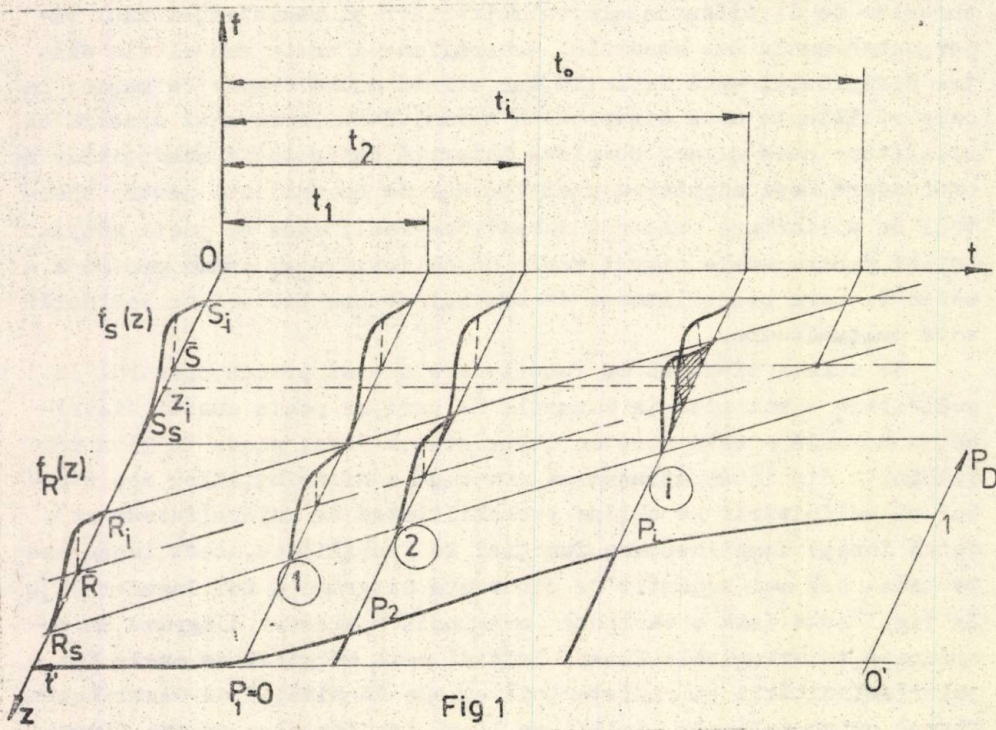


Fig 1

Dealungul timpului t_1 nu există nici o interpătrundere a celor două distribuții. Apoi distribuțiile se interpătrund (rezistența scăzând continuu în timp) și iau naștere probabilitățile $p_2, p_1, \dots$ de defectare. După un timp suficient de lung, probabilitatea de defectare (P_D) devine egală cu 1 (defectarea sigură). În partea de jos a figurii 1 este pusă în evidență variația probabilității de defectare în coordonate $t'O'P_D$, unde abscisa $O't'$ este dirijată în sens contrar axei timpului și paralelă cu aceasta. Sensul de orientare al axei $O'P_D$ este evident oarecare.

Calculul probabilității de defectare se face în funcție de poziția relativă a densităților de probabilitate ale solicitării și rezistenței. În fig. 2 este reprezentată poziția relativă, la momentul i , a celor două distribuții, în coordonate f - z , considerându-le situate într-un plan paralel cu planul fOz din fig. 1 și notat cu i pe această figură.

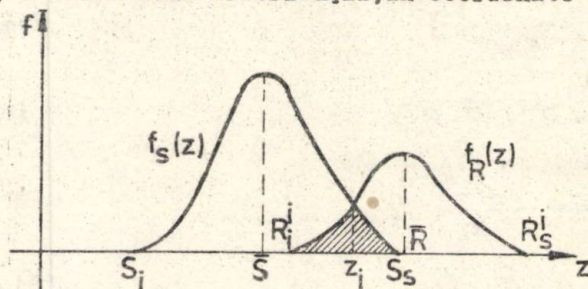


Fig. 2

Probabilitatea de defectare pentru o poziție oarecare (de exemplu poziția i) se va calcula cu relația [2]:

$$P_D = \int_{-\infty}^{\infty} f_S(z) \left[\int_{-\infty}^{\infty} f_R(z) dz \right] dz, \quad (3)$$

care exprimă probabilist condiția de rupere:

$$Z_S - Z_R > 0, \quad (4)$$

în care z_S este variabila aleatoare a solicitării, iar z_R variabila aleatoare a rezistenței.

La momentul i valorile solicitărilor S_i , $\bar{S}$ și S_s sînt aceleași ca și la momentul inițial în timp ce pentru valorile rezistențelor apar modificări care conduc la valorile notate R_i^1 , $\bar{R}^1$ și R_s^1 (indicele superior arătînd momentul la care sînt considerate, adică t_i).

Notînd cu t_0 abscisa intersecției drepte de variație a rezistenței medii cu paralela la Ot dusă prin $\bar{S}$ (fig. 1), rezultă în planul zOt :

$$\frac{t}{t_0} = \frac{z - \bar{R}}{\bar{S} - \bar{R}}, \quad (5)$$

sau:

$$z = \bar{R} - \frac{\bar{R} - \bar{S}}{t_0} t. \quad (5')$$

Relația (5') exprimă variația liniară în timp a rezistenței medii. Astfel, la momentul t_1 caracteristic începerii procesului de defectare, valoarea rezistenței medii devine:

$$\bar{R}' = \bar{R} - \frac{\bar{R} - \bar{S}}{t_0} t_1. \quad (6)$$

Relația (6) permite evaluarea timpului t_0 și deci precizarea momentului cînd rezistența medie egalează solicitarea medie, printr-o experiență de scurtă durată necesară determinării timpului t_1 sau printr-un calcul analitic al timpului t_1 . În ipoteza de variație liniară a spectrului rezistenței, indiferent de forma densităților de distribuție, cunoașterea timpului t_0 permite evaluarea

previzională a funcției de fiabilitate a organului de mașină considerat.

Demonstrația afirmațiilor de mai sus se bazează pe observația că la momentul t_1 este satisfăcută relația:

$$R_i^1 = S_s. \quad (7)$$

Dar:

$$R_i^1 = \bar{R}^1 - (\bar{R} - R_i), \quad (8)$$

sau:

$$R_i^1 = R_i - \frac{\bar{R} - \bar{S}}{t_o} t_1, \quad (8')$$

de unde rezultă:

$$t_o = \frac{\bar{R} - \bar{S}}{R_i - S_s} t_1. \quad (9)$$

Dacă se notează cu C_{VS} , coeficientul de variație al solicitării, și cu C_o , C_s respectiv coeficientul de siguranță mediu și coeficientul de siguranță de suprasarcină^{*)}, rezultă:

$$t_o = \frac{C_{VS}}{C_{VS} + 3} \frac{C_o - 1}{C_m - 1} t_1. \quad (10)$$

Se observă că relațiile (9) și (10) devin inaplicabile dacă nu este asigurată condiția ca inițial rezistența inferioară să fie mai mare decât solicitarea superioară (maximă). În cazul egalității acestor valori, $R_i - S$ și t_1 devin nule, expresiile (9) și (10) conținând nedeterminarea de tip $\frac{0}{0}$.

La momentul t_1 , valoarea rezistenței medii devine:

$$\bar{R}^1 = \bar{R} - \frac{\bar{R} - \bar{S}}{t_o} t_1. \quad (11)$$

Tinând însă seama de faptul că timpul t_1 reprezintă variabila curentă se poate scrie, în general:

$$\bar{R}^1 = \bar{R} - \frac{\bar{R} - \bar{S}}{t_o} t, \quad (11')$$

sau folosind relația (9):

$$\bar{R}^1 = \bar{R} - (R_i - S_s) t_1 t. \quad (11'')$$

Densitatea de probabilitate a rezistenței la momentul t_1 , este:

$$f_R^1(z) = \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[z - (\bar{R} - \frac{\bar{R} - \bar{S}}{t_o} t)]^2}{2\sigma_r^2}} \quad (12)$$

sau:

$$f_R^1(z) = \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[z - (\bar{R} - (R_i - S_s) t_1 t)]^2}{2\sigma_r^2}}. \quad (12')$$

Introducând relațiile (1) și (12) în relația (3) se obține pentru

*) Coeficientul de variație al solicitării este $C_{VS} = \frac{\bar{S}}{\sigma_s}$, unde în cazul distribuției normale $\sigma_s = \frac{S_s - \bar{S}}{3}$ [3].
Coeficientul de siguranță mediu este $C_o = \frac{\bar{R}}{\bar{S}}$.
Coeficientul de siguranță de suprasarcină este $C_s = \frac{R_i}{S_s}$ [4].

probabilitatea de defectare expresia:

$$P_D(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\sigma_s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(z-\bar{s})^2}{2\sigma_s^2}} \left[\int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(z-\bar{r} + \frac{\bar{r}-\bar{s}}{\tau_0} t)^2}{2\sigma_r^2}} dz \right] dz, \quad (13)$$

sau

$$P_D(t) = \frac{1}{2\pi \sigma_s \sigma_r} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(z-\bar{s})^2}{2\sigma_s^2}} \left[\int_{-\infty}^z e^{-\frac{(z-\bar{r} + \frac{\bar{r}-\bar{s}}{\tau_0} t)^2}{2\sigma_r^2}} dz \right] dz. \quad (13')$$

Relația (13') reprezintă dependența probabilității de defectare funcție de timp. Ținând seama că timpul t_1 este mai simplu de determinat, această dependență poate fi exprimată și astfel:

$$P_D(t) = \frac{1}{2\pi \sigma_s \sigma_r} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(z-\bar{s})^2}{2\sigma_s^2}} \left[\int_{-\infty}^z e^{-\frac{(z-\bar{r} + \frac{\bar{r}-\bar{s}}{\tau_0} t_1)^2}{2\sigma_r^2}} dz \right] dz. \quad (13'')$$

Relațiile (13') și (13'') nu pot fi integrate direct pentru a pune în evidență o dependență mai simplă a probabilității de defectare, funcție de timp.

Se poate presupune că distribuția este de tip Weibull. Dacă se notează cu $F(t)$ funcția de fiabilitate, în cazul distribuției Weibull, rezultă:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b}, \quad (14)$$

unde a și b sînt parametrii caracteristici distribuției. Dar:

$$P_D(t) = 1 - F(t), \quad (15)$$

deci:

$$\frac{1}{2\pi \sigma_s \sigma_r} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(z-\bar{s})^2}{2\sigma_s^2}} \left[\int_{-\infty}^z e^{-\frac{(z-\bar{r} + \frac{\bar{r}-\bar{s}}{\tau_0} t_1)^2}{2\sigma_r^2}} dz \right] dz = 1 - e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b}. \quad (16)$$

Relația (16) poate fi verificată - în general - numai pe baza unui calcul numeric. Integralele de tipul (13') și (13'') se calculează folosindu-se tabelele cuantilelor legii normale [5].

Expresii particulare se obțin atunci cînd sau solicitarea sau rezistența au un aspect determinist, spectrul respectiv reducîndu-se la o singură linie confundată cu solicitarea medie sau cu rezistența medie. În aceste cazuri se pot obține expresii algebrice pentru probabilitatea de defectare prin dezvoltarea în serie a integralelor care intră în relațiile (13') și (13'').

CONCLUZII

Pînă în prezent aspectul dinamic al fiabilității a fost abordat numai în studiile de fiabilitate operațională, adică acea fiabilitate înregistrată în exploatare, la beneficiari.

Fiabilitatea previzională s-a confundat în general cu cea

probabilistic al organelor de mașini în momentul inițial, sau în anumite momente ale exploatării (mai rar).

Făcînd ipoteze asupra evoluției în timp a spectrelor de solicitare și de rezistență se poate aborda calculul dinamic al fiabilității previzionale.

În prezenta lucrare s-a adoptat ipoteza evoluției liniare a spectrului de rezistență și a menținerii constante a spectrului de solicitare. Aceste tipuri de spectre apar de exemplu la experimentări cînd posibilitatea de control a factorilor variabili este ridicată. Ele pot apare însă și în exploatarea reală, atunci cînd aceasta se face în condiții riguros determinate și respectate. Evident că pentru alte tipuri de evoluție ale spectrelor de solicitare și de rezistență principiile generale de abordare rămîn valabile, expresiile concrete ale probabilității de defectare modificîndu-se însă în sensul unor complicații formale.

Ipotezele adoptate permit - în cadrul lucrării de față - obținerea expresiei generale a funcției probabilității de defectare și deci a funcției de fiabilitate. Valori particulare ale funcției probabilității de defectare se pot obține prin integrare numerică în general și numai în puține cazuri particulare prin cuadraturi.

Studiile de fiabilitate operațională au evidențiat distribuții de tip Weibull ale funcției de fiabilitate. De aceea s-a făcut în final ipoteza că funcția de fiabilitate previzională ar avea tot un aspect Weibull. Verificarea numerică a expresiilor probabilității de defectare obținute - care nu intră în obiectivul lucrării de față - va permite testarea concordanței cu distribuția Weibull și în caz afirmativ obținerea parametrilor concreți ai acestei distribuții.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Gassner E, Haibach E. " Testing procedures for the design and life estimation of fatigue-sensitive structures". Structural Safety and reliability - Pergamon Press, Oxford-New York, 1972.
- [2] Lipson Ch, Narendra I. Sheth "Prediction of per Cent Failures from Stress/Strength Interference". S.A.E. Transactions, vol. 77-sect. 1 - 1968, pg. 308-327.
- [3] Haugen, E., Wirsching, P. "Probabilistic design. A realistic look at risk and reliability in engineering. Machine Design. Nr. 9, 11, 12, 13, 14/1975.

- [4] . Borges Ferry I., Castanheta, M. Siguranța structurilor (Traducere din limba engleză). Editura Tehnică, București.
- [5] Octav Onicescu. Probabilități și procese aleatoare. Editura științifică și enciclopedică, București, 1977.

BEJAN, C.

DETERMINAREA FUNCȚIEI DE FIABILITATE, ÎN CAZUL VARIATIEI
LINIARE ÎN TIMP A SOLICITARILOR ȘI REZISTENȚELOR DIS -
TRIBUITE NORMAL

Rezumat

În lucrare se stabilește expresia probabilității de defectare în funcție de timp a unui organ de mașină sau structură la care solicitarea este distribuită normal și constantă în timp iar rezistența este distribuită normal și are o descreștere liniară în timp.

Relația dedusă permite calculul în faza de proiectare a evoluției fiabilității pe toată durata de exploatare a produsului.

DETERMINATION OF THE RELIABILITY FUNCTION, IN VECCURENCE TO
THE LINEAR VARIATION OF NORMAL DISTRIBUTED FORCES AND
RESISTANCES

Summary

This work is establishing the expression of the probability of shortcoming in time of a machine component or structure, with normal and constant distribution of forces.

The resistance is normal distributed and decreases linear in time.

The derived relation is permitting the determination, in design stage, of the evolution - of reliability for the entire service-period of the produce.

CONTRIBUTII CU PRIVIRE LA ELABORAREA SI VALIDAREA
INCERCARILOR DE LABORATOR NORMALE SI ACCELERATE

Ing. Lidia Gagionea, asistent la Universitatea din Braşov;
Ing. Costel Bejan, şef de lucrări la Universitatea din Braşov;

Ing. Mihai Ciobotă, şef de lucrări la Universitatea din Braşov.

Efectuarea experimentărilor în condiţii de laborator pune problema echivalenţei dintre solicitările reale şi solicitările simulate. În general, experimentările se fac în condiţii convenţionale, mai mult sau mai puţin apropiate de condiţiile reale ale funcţionării (exploatării). În această situaţie rezultatul experimentărilor foloseşte pentru comparare, compararea făcându-se între două produse experimentate în aceleaşi condiţii.

Aprecierea mărimilor caracteristice solicitărilor reale, care pentru majoritatea produselor au un spectru aleator, este dificilă. Pe de altă parte, încercarea produselor în condiţiile solicitărilor reale conduce la o durată lungă a experimentării, scăzând economicitatea acesteia şi lipsind-o de operativitate.

Cele două aspecte menţionate pot fi rezolvate astfel:

- se înlocuieşte spectrul aleator al solicitărilor printr-un spectru determinist adoptându-se ipoteza de ergodicitate;
- se înlocuieşte solicitarea în timp real cu o solicitare intensivă, echivalentă totuşi celei reale în anumite coordonate, numită în general „încercare accelerată”.

1. Caracteristicile spectrului de solicitare determinist

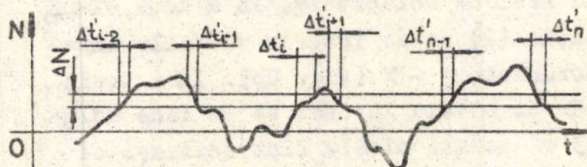


Fig. 1

În fig. 1 este reprezentat spectrul real de solicitare. Nivelul N al solicitării este variabil în timp. Pentru a-l

defini probabilist se introduce noţiunea de „timp între două nivele de solicitare”: $t_{\Delta N}$. Cu notaţiile de pe fig. 1, calculul acestui timp se face cu relaţia:

$$t_{\Delta N} = \sum_{i=1}^n \Delta t_i. \quad (1)$$

Se mai folosește uneori noțiunea de „număr de intersecții ale spectrului cu un nivel de solicitare”, care permite definirea funcției „posibilitate de depășire a unui nivel” mai comod de obținut, în condiții de precizie mulțumitoare.

Pentru a ilustra metoda de transformare a spectrului real într-un spectru simulat vom introduce noțiunea de „nivel minim de solicitare”, N_m , care este cea mai mare valoare negativă a spectrului de solicitare sau cea mai mică valoare pozitivă dacă spectrul de solicitare nu coboară sub axa absciselor. Se introduce deasemeni noțiunea de „Nivel de solicitare” N_M care este cea mai mare valoare pozitivă a spectrului de solicitare. Se observă că:

- probabilitatea de situare a solicitării deasupra unui anumit nivel de solicitare se poate calcula cu relația:

$$P_{N_i} = \frac{\sum \Delta t_i}{T}, \quad (2)$$

în care N_i este nivelul i corespunzător împărțirii domeniului $N_m - N_M$ într-un număr $1 < i < n$ diviziuni egale sau inegale, Δt_i este „timpul deasupra unui nivel de solicitare”, iar T este durata totală a înregistrării spectrului de solicitare;

- probabilitatea de situare a solicitării deasupra nivelului minim N_m este 1 (eveniment sigur);

- probabilitatea de situare a solicitării deasupra nivelului maxim N_M este 0 (evenimentul imposibil).

În fig. 2 este dată succesiunea operațiilor de transformare a spectrului real de solicitare (aleator) într-un spectru de solicitare simulată (determinist). Prima etapă este constituită de înregistrarea spectrului real de solicitare. În a doua etapă se calculează P_{N_i} cu relația (2) și se înscriu valorile înregistrate în sistemul de coordonate $p - N$ (fig. 2b). În a treia etapă se selectează un număr de nivele la care se va face solicitarea simulată. În fig. 3 c aceste nivele sînt aceleași ca și cele de împărțire a domeniului $N_m - N_M$. În realitate, pentru precizia rezultatelor este recomandabilă împărțirea domeniului $N_m - N_M$ într-un număr mare de diviziuni. Alegerea mărimii diviziunilor (nivelelor) de încercare corespunzător fig. 2 c este dictată de caracteristicile aparatului de încercare care stă la dispoziția experimentatorului (pe care poate să o procure).

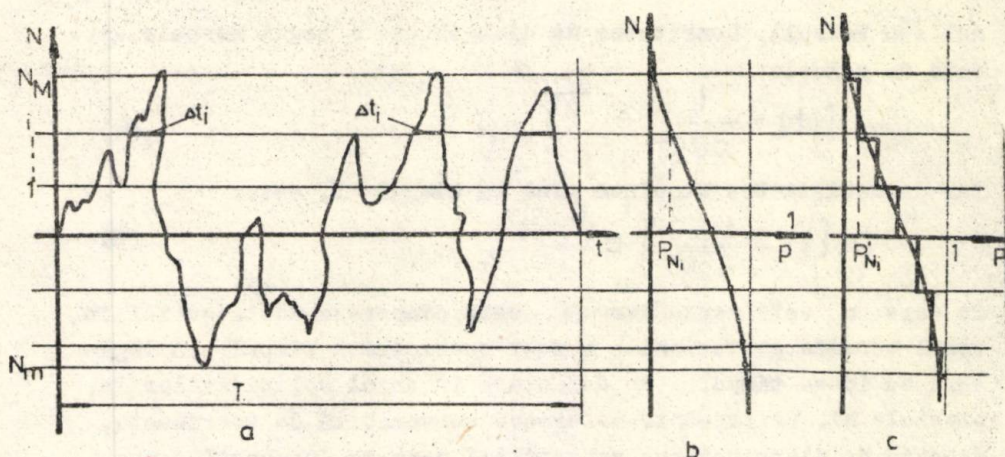


Fig.2

Durata de experimentare la un anumit nivel va fi proporțională cu probabilitatea de funcționare efectivă la acel nivel. Notînd această probabilitate cu P_{N_i} , timpul de experimentare la nivelul N_i va fi dat de relația:

$$t_{N_i} = P_{N_i} \cdot T \quad (3)$$

În timpul t_{N_i} și la amplitudinea N_i solicitarea simulată va avea o alură sinusoidală. Frecvența de solicitare va fi în concordanță în frecvența aparaturii de încercare. Se observă că $\sum t_{N_i} = T$ ceea ce arată că solicitarea reală nu este accelerată, timpul de solicitare fiind același ca și în cazul real.

2. Validarea solicitării simulate

Solicitarea simulată obținută poate să fie deosebită ca efecte în raport cu solicitarea reală. Acest lucru se poate întâmpla din următoarele motive:

- timpul de durată T selecționat prin ipoteza de ergodicitate să nu fie sugestiv;

- nivelele alese, fie de împărțire a domeniului $N_m - N_M$, fie de solicitare simulată să necesite corecții.

De aceea, încercarea simulată obținută trebuie verificată și validată. Pentru aceasta trebuie comparate legile de distribuție ale parametrilor caracteristici, în cazul solicitărilor reale și a solicitărilor simulate. Metoda grafică, a nomogramelor este convenabilă atât din punctul de vedere al preciziei cât și al operativității.

Rezultatele experimentărilor se distribuie de obicei nor-

mai sau Weibull. Densitatea de distribuție a legii normale este dată de relația:

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (4)$$

iar probabilitatea cumulată pînă la timpul t , este:

$$P(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (5)$$

în care m este media iar σ este dispersia distribuției. În cazul considerat variabila a fost considerată timpul, în legătură cu ideea timpului de defectare în cazul solicitărilor la nivelele N_i . Printr-o transformare convenabilă de coordonate, funcția de distribuție a repartiției normale (probabilitatea cumulată) se poate liniariza. Nomograma de liniarizare este denumită în mod curent fișa Gauss, dreapta care reprezintă pe această nomogramă distribuția normală se numește dreaptă Henry [1]. În fig. 3 a este dată această nomogramă.

Legea de distribuție Weibull are forma:

$$P(t) = e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b}, \quad (6)$$

unde a și b sînt parametrii specifici distribuției.

În fig. 3 b este dată nomograma Allan Plait de liniarizare a legii Weibull.

Pentru ca regimul de solicitare simulată să fie caracteristic, pozițiile dreptelor corespunzătoare solicitării reale (A) și solicitării simulate (B) trebuie să se afle în poziția indicată în fig. 1. (dreptele sînt foarte apropiate). Obținerea dreptei în poziția P , prin încercare simulată, denotă o desfășurare nesemnificativă din punctul de vedere al solicitărilor reale a solicitării simulate [2], iar operația de stabilire a unui program de încercare trebuie reluată.

3. Obținerea și validarea unei încercări accelerate

Generalizarea experimentărilor de laborator pe scară largă nu este posibilă fără elaborarea unor încercări accelerate, semnificative. Problema centrală a acestor încercări accelerate este ca ele să fie „echivalente” încercărilor normale.

Reprezentînd pe un grafic $f-t$ (unde f este densitatea de distribuție iar t , timpul) legile de distribuție ale unei încercări accelerate și ale unei încercări normale, ele vor arăta ca în fig. 4 dacă sînt echivalente. Încercarea accelerată este

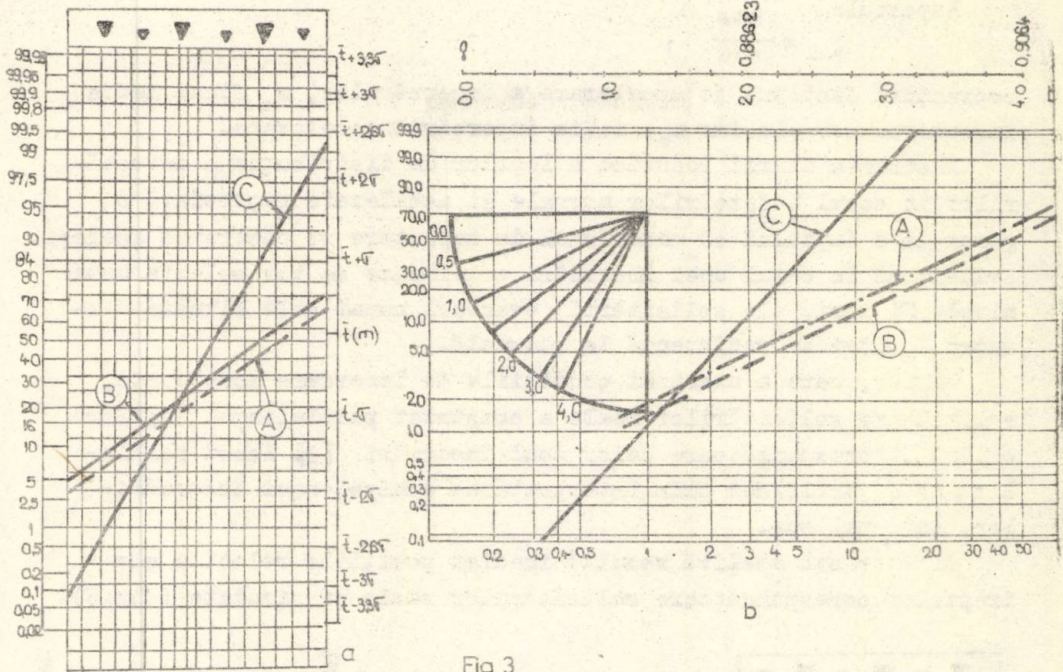


Fig 3

reprezentată printr-o lege identică cu încercarea normală, translatată însă în timp, ceea ce asigură o desfășurare de durată mai scurtă a probelor.

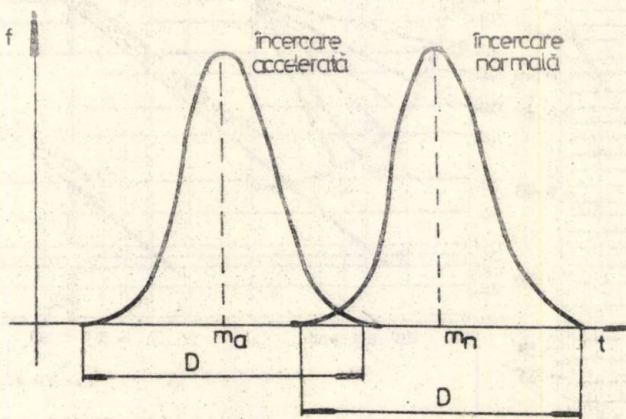


Fig 4

Raportul:

$$k_a = \frac{m_n}{m_a} \quad (7)$$

reprezintă factorul de accelerare a încercărilor, m_n fiind media încercării normale iar m_a , media încercării accelerate.

Păstrarea alurii identice a legilor de distribuție a defectărilor în cazul încercărilor normale și accelerate reprezintă o garanție a faptului că mecanismul de defectare se păstrează același. Evident că în cazul unei încercări accelerate se vor selecta numai nivele înalte, ale solicitării, eventual numai cele situate deasupra limitei de rezistență la oboseală.

Vigier, care a analizat condițiile de încercare accelerată, echivalențe solicitărilor reale a constatat paralelismul legilor Weibull, corespunzătoare celor două încercări [3]. Acest paralelism este justificat prin interpretarea echivalenței încercărilor, dată mai sus.

Din această analiză rezultă imediat pozițiile relative ale dreptelor corespunzătoare solicitărilor reale și simulate (fig.5).

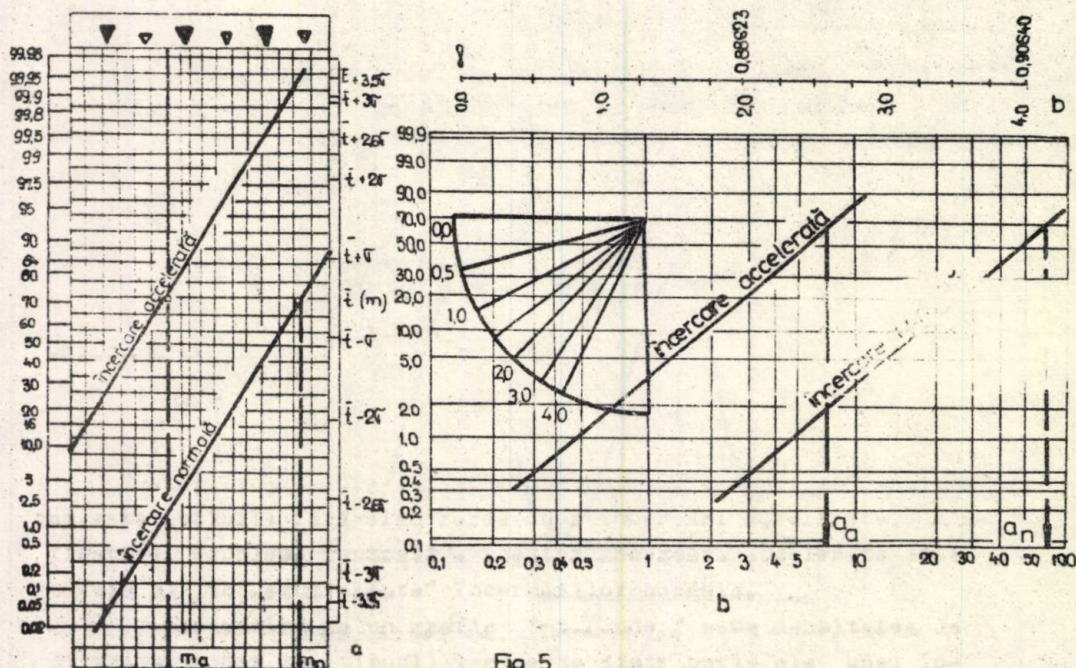


Fig 5

4. Concluzii

Prin prelucrarea probabilistă a spectrului real de solicitare se poate obține un spectru de solicitare determinist, care să fie utilizat la experimentări. Validarea spectrului propus se poate face în concordanță cu poziția pe nomograme a rezultatelor solicitării reale. O încercare accelerată este echivalentă uneia normale dacă legile de distribuție corespunzătoare au aluri identice. Pe nomograme acest lucru se traduce printr-un paralelism al legilor respective.

Bibliografie

- [1] Ciucu, G. și Craiu, V. Introducere în teoria probabilităților și statistică matematică. Editura didactică și pedagogică, București, 1971.
- [2] Gageonea, L și Bejan, C. Nomograme pentru înregistrarea distribuțiilor timpilor de defectare a sculelor așchietoare încercate în condiții de laborator, Simpozionul IIS Bacău, 1979.
- [3] Vigier, M. Analiza rezultatelor încercărilor de oboseală, conform tehnicilor de fiabilitate. În L'Ingenieurs de l'Automobile, nr.2, 1965.

GAGEONEA, L., BEJAN, C., CIOBOTA, M.

CONSIDERATII CU PRIVIRE LA ELABORAREA SI VALIDAREA
INCERCARILOR DE LABORATOR NORMALE SI ACCELERATE

Rezumat

Stabilirea unui regim de incercare - normal sau accelerat - constituie una dintre cele mai controversate probleme ale procesului de testare a calitatilor functionale sau de fiabilitate ale produselor.

Lucrarea - inscriindu-se ca o contributie la elucidarea unor aspecte ale problemei enuntate - propune o alternativă de transformare a spectrului real aleator de sollicitare printr-un spectru simulator determinist și apoi de validare a spectrului simulator în varianta normală și accelerată.

BETRACHTUNGEN BEZUGLICH DER AUSFÜHRUNG UND VALIDATION
DER NORMALEN UND BESCHLEUNIGTEN LABORATORIUMSPRÜFUNGEN

Zusammenfassung

Die Bestimmung der Parameter für normale oder beschleunigte Prüfungen ist eines der strittigsten Probleme des Prüfvorganges der Funktions- oder Zuverlässigkeitseigenschaften der Erzeugnisse.

In der Arbeit wird - einen Beitrag zur Klärung einiger Aspekte des genannten Problems darstellend - eine Alternative der Verwandlung des reellen aleatorischen Belastungsspektrums in ein simulatorisches bestimmendes Spektrum mit nachheriger Validation des simulatorischen Spektrums für die normale und die beschleunigte Variante vorgeschlagen.

UNELE ASPECTE ALE UTILIZĂRII NOTIUNII DE RANDAMENT ÎN
CALCULUL TEHNICO - ECONOMIC AL CONDUCTELOR FORTATE DE
TRANSPORT ALE FLUIDELOR

Dr.ing. Al. Todicescu, profesor la Universitatea din Braşov;
Ing. G. Turzo, şef de lucrări la Universitatea din Braşov;
Ing. M. Ivănoiu, asistent la Universitatea din Braşov.

I. Conducte pentru lichide

Simboluri şi notaţii:

$H_1 = \frac{P_1}{\rho g}$ - [m] - sarcina de presiune iniţială;

$\sum h_p$ - [m] - pierderile de sarcină hidrodinamică pe un traseu dat;

l - [m] - lungimea conductei;

d - [m] - diametrul conductei;

v - [m/s] - viteza fluidului pe conductă;

λ - [-] - coeficientul unitar de pierderi liniare (Darcy);

$\sum \zeta$ - [-] - suma coeficienţilor de rezistenţă locală;

$l_e = \frac{\sum \zeta}{\lambda} d$ - [m] - lungimea echivalentă a rezistenţelor locale;

Q - [m³/s] - debitul de fluid transportat;

ρ - [Kg/m³] - densitatea fluidului;

a_1 - [lei/m²m] - cost specific al conductei [1] ;

b_1 - [lei/Kwh] - cost specific al energiei de pompare [1] ;

z - [ore] - număr anual de ore de funcţionare [1] ;

η_p - [-] - randamentul total al grupului de pompare a fluidului pe reţea;

α - [%] - procentul anual de amortizare a costului total al instalaţiei de transport a fluidului.

1. Literatura de specialitate introduce noţiunea de randament al unei conducte - drept indicator de calitate al transpor-

tuşui unui fluid pe un traseu dat [2][3][4] ;

$$\eta_c = \frac{H_1 - \sum hp}{H_1} = 1 - \frac{\sum hp}{H_1}. \quad (1)$$

Cum atât viteza de transport - v - cît şi înălţimea piezometrică - Z - sînt independente de condiţiile hidrodinamice, la lichide randamentul conductelor este exprimat în funcţie exclusiv de presiunea statică la plecare.

Considerînd relaţiile clasice de calcul ale pierderilor de presiune pe traseu (Darcy - Weissbach) - se obţine:

$$\eta_c = 1 - \frac{\lambda \left(\frac{1+le}{d} \right) \frac{v^2}{2}}{\frac{p_1}{\rho}} = 1 - \frac{\lambda \left(\frac{1+le}{d} \right) \frac{v^2}{2g}}{H_1}, \quad (2)$$

de unde:

$$\begin{aligned} \sum hp = (1 - \eta_c) H_1 &= \frac{16}{2\pi^2 g} \lambda (1+le) \frac{Q^2}{d^5} \approx \\ &\approx 0,08263 \lambda (1+le) \frac{Q^2}{d^5}. \end{aligned} \quad (3)$$

Cu ajutorul relaţiilor (2) şi (3) se pot exprima parametrii de bază ai transportului unui fluid, după cum urmează:

a). Diametrul conductei:

$$d = \sqrt[5]{\frac{16}{2\pi^2 g} \frac{\lambda (1+le)}{(1-\eta_c) H_1} Q^2} = \sqrt[5]{\frac{16}{2\pi^2} \frac{\lambda (1+le)}{(1-\eta_c) p_1} \rho Q^2}. \quad (4)$$

b). Sarcina necesară la plecare:

$$H_1 = \frac{16}{2\pi^2 g} \cdot \frac{\lambda (1+le) Q^2}{(1-\eta_c) d^5} \approx 0,08263 \frac{\lambda (1+le) Q^2}{(1-\eta_c) d^5}, \quad (5)$$

sau presiunea la plecare

$$p_1 = \frac{16}{2\pi^2} \cdot \rho \frac{\lambda (1+le) Q^2}{(1-\eta_c) d^5} \approx 0,8106 \frac{\rho \lambda (1+le) Q^2}{(1-\eta_c) d^5}. \quad (6)$$

c). Debitul limită corespunzător:

$$Q = \sqrt{\frac{2\pi^2 g}{16} \frac{(1-\eta_c) H_1 d^5}{\lambda (1+le)}} = \sqrt{\frac{2\pi^2}{16} \frac{(1-\eta_c) p_1 d^5}{\lambda (1+le) \rho}} = \sqrt{12,1 \frac{(1-\eta_c) H_1 d^5}{\lambda (1+le)}}. \quad (7)$$

Aşa dar, randamentul - η_c - fiind cunoscut (ales sau impus) - se pot stabili diametrul necesar al conductei, presiunea la plecare sau debitul limită ce urmează a fi transportat.

Deocamdată, metodologia de calcul din instituttele noastre de proiectare nu foloseşte încă noţiunea de randament al conductelor şi - prin urmare - nu sînt cunoscute nici valori medii pentru acest indicator tehnico - economic al transportului de fluide.

Se poate aprecia - însă - utilitatea acestui indicator după larga folosire de care se bucură în alte ţări, atît în dimensiionarea tehnico - economică a conductelor cît şi pentru controlul economic al soluţiilor propuse. Totuşi, valorile recomandate au un caracter pur statistic şi sînt recomandate ca atare.

2. Este - însă - posibil ca mărirea randamentului unei conducte de transport pentru fluide, să fie determinată prin calcul analitice, în condiţii tehnico - economice bine precizate. În felul acesta alegerea statistică a acestui indicator va fi eliminată, cu toate consecinţele ce decurg din aspectul subiectiv corespunzător.

Astfel, este cunoscută expresia diametrului economic al unei conducte [1], [4];

$$d_{ec} = \sqrt[7]{\frac{250 z b_1 K}{\alpha a_1 l}} = \sqrt[7]{\frac{250 \cdot 16}{2 \pi^2 \cdot 1000} \cdot \frac{\lambda \rho Q^3 z b_1 (1+le)}{\alpha a_1 \eta_p \cdot l}} \quad (8)$$

sau

$$d_{ec} \approx \sqrt[7]{0,2026 \cdot \frac{\lambda \rho Q^3 z b_1 (1+le)}{\alpha a_1 \eta_p \cdot l}} \quad (9)$$

Punînd condiţia ca diametrul corespunzător unui anumit randament - η_c - să fie egal cu diametrul economic, se poate obţine valoarea analitic calculată a randamentului conductei în condiţiile respectării criteriilor economico - tehnice respective:

$$\eta_{cec} = 1 - 2,535 \left[\frac{1}{\rho_1} \right] \left[\lambda \rho \right]^{\frac{2}{7}} \frac{1}{Q^{\frac{2}{7}}} \left[\frac{\alpha a_1 \eta_p}{z b_1} \right]^{\frac{5}{7}} (1+le)^{\frac{2}{7}} \quad (10)$$

Relația obținută reflectă parametri constructivi ai conductei (lungime, rezistențe locale) pe cei funcționali (debitul necesar a fi transportat, densitatea fluidului, presiunea la plecare, randamentul grupului de pompare, coeficientul de pierderi al lui Darcy), precum și parametri economici corespunzători (prețul de cost al conductelor, cel al energiei de pompare, numărul anual de ore de funcționare, rata de amortizare a costului investiției respective etc.).

Odată cunoscut randamentul economic al conductei, celelalte mărimi (ce devin astfel - corelate cu criteriile economice corespunzătoare), pot fi determinate cu ușurință; astfel pentru calculul diametrului economic se va folosi relația (4), iar viteza economică va fi

$$w_{ec} = \sqrt{2g(1-\eta_c) \frac{H_1}{\lambda l} \frac{d_{ec}}{|e|}} \quad (11)$$

Aplicarea relației de calcul (10) implică o serie de aproximații succesive, având în vedere dependența unor mărimi de calcul cum sînt λ , l_e și a_1 de diametrul conductei, rugozitatea pereților, regimul hidraulic de curgere etc.

În vederea obținerii unor valori corecte se poate folosi tehnica modernă de calcul, programarea relațiilor necesare neridicînd probleme speciale.

Concluzii

Metoda de calcul propusă permite determinarea corectă a randamentului de transport a unui fluid pe o conductă, în condițiile tehnice cerute și a celor economice corespunzătoare.

Odată cunoscută valoarea diametrului optim din punct de vedere economic, determinarea celorlalte mărimi corelate (diametru, viteză, sarcină de plecare etc.), este foarte ușoară, iar valorile obținute respectă condițiile de economicitate impuse inițial.

Prin metode de calcul prezentată în această lucrare, se pune la dispoziția proiectanților un indicator calitativ și cantitativ, ce permite calcularea și controlul tehnico-economic al transportului de fluide pe conducte.

BIBLIOGRAFIE

- [1] TODIOESCU, A. Contribuții la calculul tehnico-economic al conductelor de transport ale fluidelor. In: *Buletinul Institutului Politehnic din Brașov, seria A*, vol. VIII, 1966 p. 33-43.
- [2] SÉDILLE, M. *Mécanique des fluides incompressibles*, Paris Masson et Cie. Editeurs, 1966.
- [3] RICHTER, H. *Rohrhydraulik*, Springer - Verlag 1958.
- [4] TODIOESCU, A. *Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice*. București. Editura Didactică și Pedagogică 1974.

TODICESCU, AL. TURZO, G. IVANCIU, M.

UNELE ASPECTE ALE UTILIZĂRII NOȚIUNII DE RANDAMENT ÎN
CALCULUL TEHNICO - ECONOMIC AL CONDUCTELOR PORTATE
DE TRANSPORT ALE FLUIDELOR

Rezumat

Utilizarea noțiunii de randament al transportului unui fluid pe o conductă este tributară - în mod obișnuit alegerii statistice ale acestuia.

Metoda de calcul propusă în această lucrare permite obținerea acestui indicator în condiții de calcul analitic care conduc la cunoașterea reală și corectă a valorii economice a randamentului și - prin aceasta - la dimensionarea optimă din punct de vedere tehnico - economic a rețelelor de transport pentru fluide.

Prezenta lucrare constituie prima parte (lichide) ale unei serii ce tratează despre utilizarea noțiunii de randament în calculul conductelor pentru transportul fluidelor.

QUELQUES ASPECTS DE L'UTILISATION DE LA NOTION DE RANDAMENT
POUR LE CALCUL TECHNIQUE - ÉCONOMIQUE DES CONDUITS FORCÉS
DE TRANSPORT DES FLUIDES

Résumé

L'utilisation de la notion de rendement du transport d'un fluide par un conduit, est soumise habituellement à l'arbitraire du choix statistique de celui - ci.

Le procédé de calcul proposé dans cet étude, donne la possibilité d'obtenir ce rendement à l'aide d'un calcul analytique complet, donc il permet la connaissance réelle et correcte de la valeur économique du rendement, et par ce fait - le calcul des dimensions optimum du point de vue technique - économique des réseaux de transport des fluides.

Cet étude représente seulement la première partie (réseaux pour liquides) d'une série d'études qui vont traiter de l'utilisation de la notion de rendement dans le calcul économique des conduits de transport des fluides.

VENTEJECTOR COANDA CU PALETE DEPRESIVE

Dr.ing. Victor Benche, conferențiar; dr.ing. Lidia Benche, conferențiar; ing. Gavril Turzo, șef de lucrări; ing. Dumitru Fetcu, asistent.

Universitatea din Brașov

1. O realizare originală de ejector Coandă cu palete depressive

Autorii au proiectat, construit și experimentat un dispozitiv amplificator de fluid, pe bază de efect Coandă generat pe volete curbi, jetul de fluid primar fiind lansat de ajutaje dreptunghiulare reglabile. Atașat unei tubulaturi de secțiune rectangulară, în interiorul căreia se provoacă o eiecție Coandă, s-a obținut un ventejector original, relativ simplu, eficace, reglabil.

În figura 1 se prezintă un exemplu de realizare constructivă a ventejectorului cu palete depressive. S-au făcut următoarele notații: DA - dispozitiv de alimentare cu fluid motor a paletei depressive (blocul ajutaj); S_R - șurub de reglare a ajutajului; V - paletă depresivă - volet (α - unghiul de bracare, de incidență, al voletului); R - racord de alimentare cu fluid motor; CA, CR - conductă de aspirație, refulare; 1 - placă de închidere; 2, 2' - placă (jug); 3 - placă suport al racordului; 4 - știft de blocare; 5 - bac mobil profilat; 6 - bac fix; A - cameră de presiune; a - ajutaj de secțiune dreptunghiulară cu lățimea b_0 fixă și înălțimea b_c variabilă.

Ejectorul prezintă o geometrie variabilă (elemente reglabile și elemente schimbabile) în ceea ce privește fanta dreptunghiulară (b_0), unghiul de lansare a fluidului motor (α) și profilul (de aripă) al paletei.

Fluidul motor este lansat prin ajutajul reglabil (a), tangent la suprafața depresivă a paletei (extrados) pe linia de bracare, formează un jet fluid plan (încet, forțat), care deviază prin efect Coandă pe extradosul voletului și creează o undă depresionară, provocând eiecția interioară (realizând aspirarea și antrenarea fluidului secundar).

În cazul lansării fluidului motor prin ambele ajutaje ale ventejectorului, se constituie, cu ajutorul celor doi volete, un

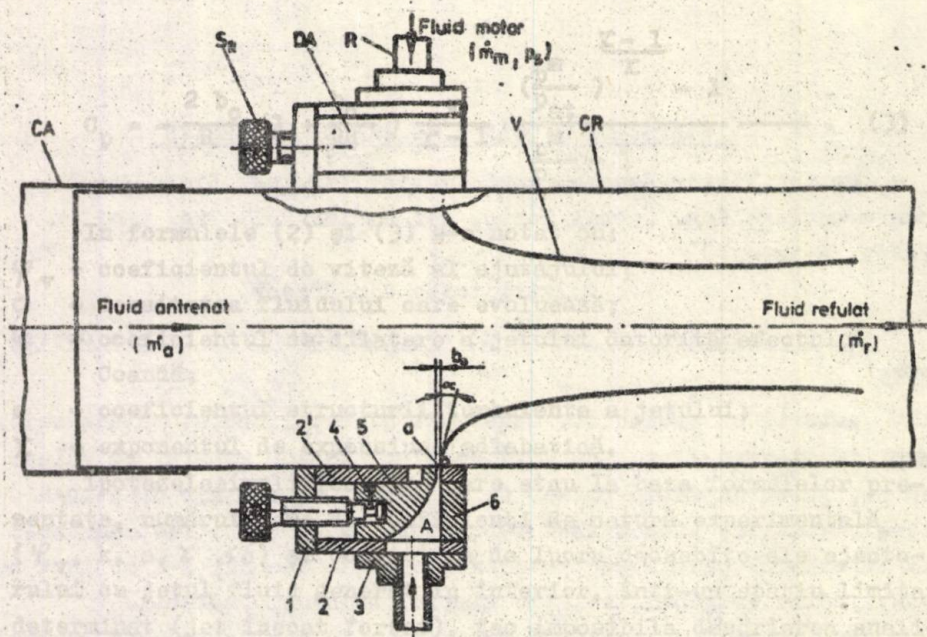


Fig.1

ajutaj interior avind două suprafețe curbe depresive cu incidențe reglabile, cu geometrie variabilă (putind fi făcut confuzor sau confuzor - difuzor).

2. Studiul profilului paletii depresive

Au fost studiate și experimentate mai multe variante de volet curb descendent, urmărind stabilirea elementelor profilatoare optime din punctul de vedere propus (obținerea ejecției maxime cu minimul de energie primară).

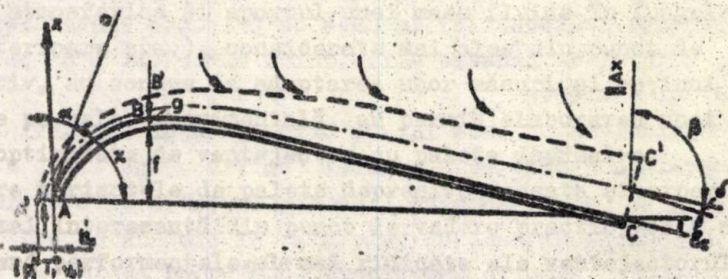


Fig.2

Abstracție făcînd de apariție forțelor gasodinamice, în fi-

gura 2 se prezintă elementele caracteristice, din punct de vedere al eiecției, ale paletii depressive.

S-au făcut următoarele notații:

ABC - extradosul paletii depressive (A - bordul de atac; B - punctul de săgeată maximă; C - bordul de fugă);

A'B'C' - frontiera fluidă a jetului parțial limitat;

AC - coarda geometrică;

Aa - tangenta la extrados la bordul de atac;

Cc - tangenta la extrados la bordul de fugă;

Ax - direcția de lansare a fluidului primar;

f și g - săgeata și grosimea profilului;

χ și ε - unghiul la bordul de atac și unghiul la vîrf;

β - unghiul dintre Ax și axa jetului la bordul de fugă (unghiul total de deviere a jetului fluid pe extradosul voletului, prin efect Coandă);

δ - unghiul dintre axa jetului și Cc;

L - lungimea extradosului;

p^{π} , T^{π} și V_0 - parametrii frînați ai fluidului - presiune totală, temperatură absolută - și viteza în ajutor;

$e = \frac{\sin \beta}{\sin(\beta + \delta)}$ - coeficientul de eficiență al efectului Coandă;

$C_p = \frac{p_a - p_{at}}{p^{\pi} - p_{at}}$ - coeficientul de presiune (p_a - presiunea statică în interiorul zonei depresionare; p_{at} - presiunea pe suprafața A'B'C', considerată constantă și egală cu presiunea mediului ambiant neperturbat).

Din literatura consultată, [3], se găsește, pentru voletul curb, expresia debitului volumetric adimensional de fluid prin canal

$$\frac{q}{q_0} = 1 - \frac{1}{4} C_p \quad (1)$$

viteza în punctul C al voletului Coandă cu pantă descendentă

$$v_c = \varphi_v \sqrt{\frac{2}{\rho_0} (p^{\pi} - p_{at})} \cdot \frac{0,848}{\sqrt{\lambda \left(\frac{aL}{2b_0} + 0,205 \right)}} \quad (2)$$

și formula coeficientului de presiune pentru voletul circular de rază R

$$C_p = - \frac{2 b_0}{R} \left(1 + \frac{b_0}{2R} \right) \frac{\chi}{\chi - 1} \frac{\left(\frac{p}{p_{at}} \right)^{\frac{\chi - 1}{\chi}} - 1}{\frac{p}{p_{at}} - 1} \quad (3)$$

În formulele (2) și (3) s-a notat cu:

- φ_v - coeficientul de viteză al ajutorului;
- ρ - densitatea fluidului care evoluează;
- k - coeficientul de dilatare a jetului datorită efectului Coandă;
- a - coeficientul structurii turbulente a jetului;
- χ - exponentul de expansiune adiabatică.

Ipotezele simplificatoare care stau la baza formulelor prezentate, numărul mare de coeficienți de natură experimentală (φ_v , k , a , χ , δ) și condițiile de lucru deosebite ale ejectorului cu jetul fluid generat în interior, într-un spațiu limitat, determinat (jet înecat forțat), fac imposibilă descrierea analitică exactă a funcționării ventejectorului propus (exprimarea performanțelor acestuia cu suficientă precizie). De aceea, pentru obținerea caracteristicilor funcționale ale ventejectorului cu palete depressive, s-a recurs la experimentarea lui pe stand, în condiții funcționale modelate.

Formulele prezentate și altele, existente în literatura de specialitate, referitoare la voletul Coandă (se asimilează voletul cu un profil de aripă; se utilizează ecuația cantității de mișcare și relațiile de calcul ale jetului parțial limitat; se admit unele corelații stabilite pe baza teoriei jetului liber; se consideră o destindere izentropică de la presiunea p^* până la presiunea atmosferică și aportul unei mase fluide în lungul frontierei exterioare ș.a.), considerate mai ales din punct de vedere calitativ, au condus la adoptarea unor măsuri și opțiuni care, verificate pe cale experimentală, au permis elaborarea unei construcții optimizate de ventejector cu palete depressive.

Dintre variantele de palete depressive trasate și experimentate cea mai interesantă din punct de vedere practic, ce a asigurat pe stand performanțele cele mai ridicate ale ventejectorului, prezintă următorul profil:

$$\hat{\alpha} = 0^\circ, \hat{\chi} = 90^\circ, \hat{\varepsilon} = 10^\circ, AC = 160 \text{ mm}, h_0 = 90 \text{ mm}, f = 20 \text{ mm},$$

$$g = 2 \text{ mm}.$$

3. Indicatorii originali folosiți și standul experimental

Se notează cu $\dot{m}_m$, $\dot{m}_a$, $\dot{m}_r = \dot{m}_a + \dot{m}_m \left[\frac{K_g}{S} \right]$ debitul masic de fluid motor, aspirat și refulat. Se consideră drept curbe caracteristice ale ventejectorului reprezentările grafice ale variației indicatorilor: coeficientul de eiecție $u = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_m}$ și modulele de debit $K_i = \frac{\dot{m}_i}{\sqrt{p_s}}$, ($i = m, a, r$), $\left[\frac{Kg \cdot m}{N^{1/2} \cdot s} \right]$, în funcție de presiunea fluidului motor la intrarea în ejector $p_s \left[\frac{N}{m^2} \right]$, la un anumit reglaj al fantei ajutorului motor, pentru o anumită variantă de paletă depresivă, sub un anumit unghi de incidență, pentru o anumită contrapresiune pe linia de refulare, [1,2].

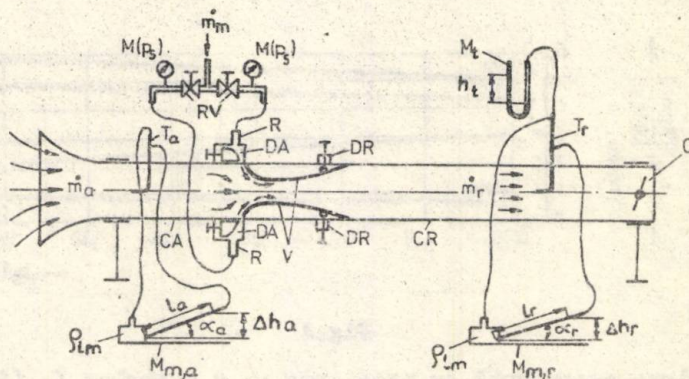


Fig.3

Standul pentru studiul experimental al ventejectorului cu paletă depresivă, de concepție originală, este prezentat în figura 3. S-au făcut următoarele notații suplimentare, față de cele din fig.1: DR - dispozitivul de reglare a poziției paletii (unghiul de bracare, forma ajutorului depresiv); RV - robinet ventil pentru reglajul (independent, la fiecare ajutor motor) a debitului de fluid motor; C - clapetă pentru reglajul contrapresiunii la refulare; $M(p_s)$ - manometru; T_a , T_r - tuburi Pitot - Prandtl; $M_{m,a}$, $M_{m,r}$ - micromanometre cu braț înclinat; $M_t(h_t)$ - manometru diferențial cu lichid pentru determinarea presiunii totale la refulare h_t [$mm \cdot H_2O$].

Măsurarea debitelor $\dot{m}_a$ și $\dot{m}_r$ s-a făcut cu ajutorul tuburilor Pitot - Prandtl și a micromanometrelor (ρ_m - masă specifică a

lichidului manometric; l_a, l_r - citirile la aparate; $\Delta h_a = l_a \sin \alpha_a, \Delta h_r = l_r \sin \alpha_r$ - denivelările dinamice, folosite la calculul vitezei).

4. Studiul experimental al ventejectorului

Intr-o primă fază s-a considerat ventejectorul echipat cu o singură paletă depresivă, ceea ce constituie soluția practică cea mai simplă (un singur dispozitiv de alimentare).

În figura 4 sînt prezentate caracteristicile - modul ale ventejectorului. Se remarcă superioritatea valorilor u ($u = 6$, pentru $p_s = 0,2$ bar; $u = 5$, pentru $p_s = 2$ bar) față de cele optime ($u = 2...3$) ale ejectorului subsonic pneumatic (aer - aer) convențional.

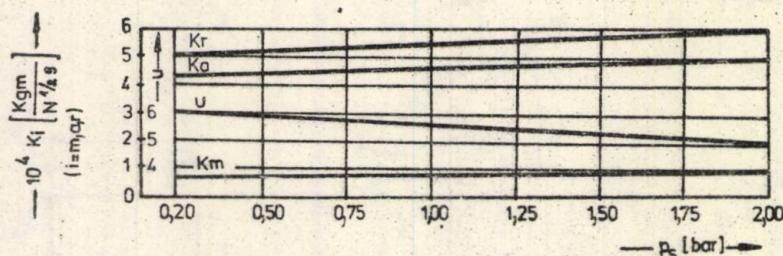


Fig. 4

Alura ascendentă cu presiunea p_s a curbelor K_i ($i = m, a, r$) dovedește posibilitatea practică de a crește în continuare debitul (aspirat - interesant în cazul exhaustării, refulat - interesant în cazul transportului pneumatic), dincolo de limita de presiune figurată. Aproximația liniară și panta crescătoare a acestor curbe dovedesc o bună stabilitate funcțională și liniaritatea reglării parametrilor funcționali caracteristici prin presiunea de alimentare cu fluid motor. Alura descendentă a curbei $u(p_s)$ se datorește creșterii pierderilor aeraulice din instalație, direct proporționale cu pătratul debitului de fluid vehiculat (deci direct proporționale cu p_s), ceea ce și explică aspectul ei liniar (panta constantă).

A fost construită, de asemenea, caracteristica interioară sarcină - debit a ejectorului utilizat ca ventilator static (vent-ejector). Prin analogie cu definiția care se dă în acest sens în cazul generatoarelor aerodinamice (turbionare), au fost ridicate, pe cale experimentală, curbele de sarcină totală

$\Delta p_t (h_t) [\text{mm.H}_2\text{O}]$, în funcție de debitul refulat $\dot{m}_r \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$, pentru diverse presiuni de alimentare cu fluid motor $p_s [\text{bar}]$. În figura 5 este prezentată această caracteristică, adimensionalizată, pentru valori p_s cuprinse între 0,2 și 1,8 bar.

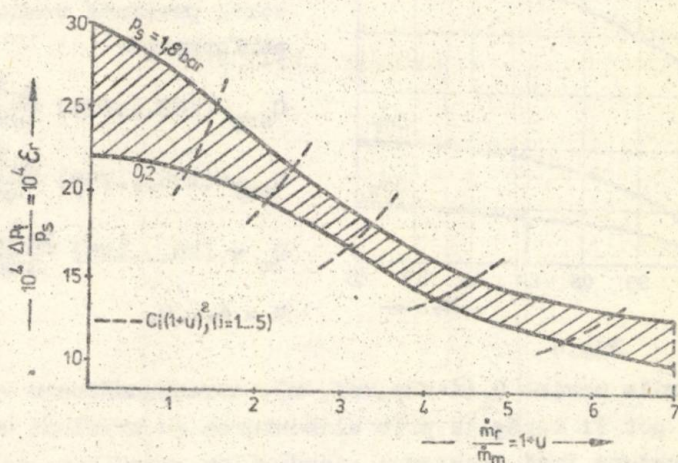


Fig. 5.

Familiile de curbe parametrică (parametrul independent este p_s) au aspectul analog celor ale ventilatoarelor axiale sau centrifugale de joasă presiune (unde parametrul independent este turația de antrenare), pe care ventejectorul experimentat le poate substitui, în anumite cazuri, cu avantaje tehnice și economice.

Curbele $C_i(1+u)^2$, ($i=1...5$), reprezintă caracteristica exterioră, de sarcină, adimensionalizată, a instalației deservite, modelată pe standul experimental prin 1 reglaje de contrapresiune pe linia de refulare a ejectorului.

În figura 6 este redat efectul cuplării în paralel a celei de a doua palete depresive a ventejectorului. S-au făcut notațiile: $\Delta \dot{m}_a, \Delta \dot{m}_r$ - sporul relativ de fluid aspirat (exhaustat), refulat; Δu - scăderea relativă a coeficientului de antrenare (creșterea relativă a consumului de fluid motor); p_r - raportul presiunilor de alimentare (diferențiată, independentă) a celor două ajutaje.

5. Studiul unor utilizări. Concluzii

Se propune utilizarea ventejectorului cu palete depresive în cazul ventilării locale prin aspirația aerului (exhaustare) și

pentru transportul pneumatic.

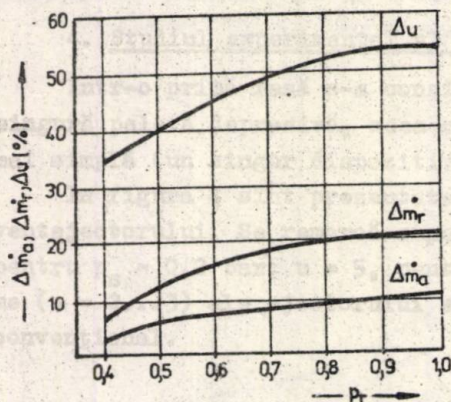


Fig. 6

Valorile maxime Q_i ($i=asp, ref, m$), corespunzătoare valorii $p_s=2$ bar, pot fi depășite prin alimentarea cu presiuni mai mari. Avînd în vedere însă creșterea pierderilor aeraulice, care conduc la scăderea coeficientului de antrenare u , se recomandă utilizarea unei tubulaturii de secțiune mai mare, care să limiteze vitezele de aspirație și refulare la valorile recomandate în literatura de specialitate.

Apreciînd efectul cuplării celei de a doua palete depressive a ventejectorului, în aceleași limite de presiuni, se poate majora debitul de fluid aspirat cu 9%, iar cel de fluid refulat cu pînă la 20%.

Pentru aprecierea efectului alimentării cu fluid motor la presiuni mai mari, $p_s > 2$ bar, în cazul limitării pierderilor aeraulice de sarcină prin schimbarea corespunzătoare a dimensiunii tubulaturii, se consideră asimptota inițială (la $p_s = 2$ bar) la curbele caracteristice. Se estimează următoarele performanțe posibile, de exemplu pentru $p_s = 3$ bar:

$$Q_{asp} = 820 \frac{\text{Nm}^3 \text{ aer}}{\text{oră}}, \quad Q_{ref} = 1000 \frac{\text{Nm}^3 \text{ aer}}{\text{oră}}, \quad Q_m = 180 \frac{\text{Nm}^3 \text{ aer}}{\text{oră}}, \quad u = 4,55.$$

Prezenta comunicare nu epuizează totalitatea rezultatelor cercetărilor experimentale. Nu se prezintă de asemenea studiul unor utilizări și adaptări, ce vor fi publicate în cadrul unor reviste de specialitate.

Cercetările ce se execută în continuare sînt orientate spre

Examinînd curbele caracteristice, între limitele de presiune figurate, $p_s=(0,2...2)$ bar, aer comprimat, ventejectorul prezintă următoarele performanțe:

$$Q_{asp} = (168...625) \frac{\text{Nm}^3 \text{ aer}}{\text{oră}},$$

$$Q_{ref} = (196...750) \frac{\text{Nm}^3 \text{ aer}}{\text{oră}},$$

$$Q_m = (28...125) \frac{\text{Nm}^3 \text{ aer}}{\text{oră}},$$

$$u = 6...5.$$

găsirea combinației de palete și reglaje care să conducă nu numai la sporirea "capacității" ventejectorului, ci și la creșterea relativă a coeficientului de antrenare și deci a randamentului. Se caută mai bune corelații între profilul paletelor și dimensiunile determinante ale ajutorului depresiv și tubulaturii. Se caută să se precizeze influența asupra performanțelor ventejectorului a naturii agentului fluid motor (aer comprimat, gaze de eșapament, abur ș.a.).

Se va urmări proiectarea, execuția, experimentarea și optimizarea unor ventejectoare cu palete depresive cu utilizări industriale specializate, cu performanțe superioare.

În sfârșit, se va preciza domeniul în care acest tip nou de ventejector va reprezenta soluția tehnică optimă.

BIBLIOGRAFIA

- [1] BENCHE V., FOTA S., TURZO G., SUCIU D. Cercetări experimentale privind utilizarea în cadrul instalațiilor pentru construcții a ejectorului subsonic cu efect Coandă interior. A XI-a Conferință de instalații, Sinaia, octombrie 1977, vol.I, p.23...34.
- [2] BENCHE V., BENCHE L., FOTA S., TURZO G. Cercetări experimentale privind utilizarea în cadrul instalațiilor pentru construcții a unui ventejector bazat pe un ejector Coandă exterior întubat. A XII-a Conferință de instalații, Sinaia, octombrie 1978, vol.I, p.1...12.
- [3] TEODORESCU C. TINTEA. Contribuții la studiul efectului Coandă și al aplicațiilor sale practice. Teză de dizertație, Academia Militară Generală, București 1961.

BENCHE V., BENCHE L., TURZO G., PETCU D.

VENTEJECTOR COANDA CU PALETE DEPRESIVE

Rezumat

Se prezintă o realizare originală de ventejector Coandă cu palete depressive (voleți); rezultatele studiului profilului vole-
tului, indicatorii folosiți, standul realizat și câteva rezultate
ale studiului experimental al ventejectorului.

Se schițează direcțiile principale ale cercetărilor viitoare
vizînd construcții optimizate în utilizări industriale.

COANDA JET FLAPS EJECTOR

Abstract

An original achievement of a Coandă jet flaps ejector, the
results of the flap profile study, the indicators used, the
realized set-up and some results of the ejector experimental study
are presented.

The main directions of the future research concerning opti-
mum constructions to be used in industrial applications are
outlined.

CONTRIBUTII LA STUDIUL PROCESELOR NESTATIONARE DIN SISTEMUL DE ADMISIE A MOTOARELOR CU ARDERE INTERNA

Dr.ing. V. Hoffmann, profesor emerit la Universitatea din Braşov;

Ing. N. Serbănoiu, şef lucrări la Universitatea din Braşov;

Dr.ing.M. Mureşan, şef lucrări la Universitatea din Braşov;

Ing. O. Crăciun, şef lucrări la Universitatea din Braşov.

Fenomenul de propagare a undelor de presiune şi viteză în sistemele de admisie a motoarelor cu ardere internă influenţează direct asupra umplerii acestor motoare putând duce fie la îmbunătăţirea, fie la diminuarea gradului de umplere a cilindrului motorului. Pentru evitarea influenţelor negative constructorii de motoare caută forme constructive care să permită racordarea la un colector de admisiune a unui număr restrâns de cilindri, în cazul motoarelor de cursă folosindu-se uneori chiar conducte de admisie individuale pentru fiecare cilindru în parte.

Forma cea mai frecvent întâlnită în arhitectura sistemelor de admisie este aceea în care doi cilindri sînt alimentaţi dintr-o ramificaţie comună a colectorului de admisiune (fig.1).

Cei doi cilindri racordaţi la ramificaţia comună pot avea admisii succesive sau între admisiiile celor doi cilindri poate să fie intercalat un interval determinat de durata admisiiilor în cilindri racordaţi la alte ramificaţii ale sistemului de admisie. Cercetări efectuate în cadrul laboratorului de Termotehnică a Universităţii din Braşov [1] au scos în evidenţă influenţa reciprocă a cilindrilor legaţi la aceeaşi ramificaţie a colectorului de admisie. S-a constatat că în funcţie de intervalul între admisiiile

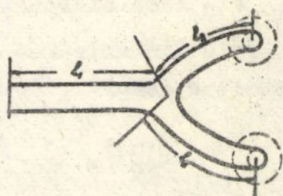


Fig.1

succesive şi de turaţia motorului procesul de umplere poate fi influenţat sensibil, existînd situaţii cînd cei doi cilindri realizează umpleri inegale cu un grad de neuniformitate a umplerii foarte pronunţat.

Intrucît situația descrisă mai sus se datorește evident proceselor oscilatorii determinate de regimul nestaționar al curgerii gazelor în sistemele de admisie a motoarelor cu piston în prezenta lucrare s-a căutat stabilirea atât pe cale teoretică, cît și pe cea experimentală a regimului oscilațiilor de viteză în sistemul de admisie în cazul racordării la o ramificație a colectorului de admisie a doi cilindri ai motorului.

Descrierea matematică a curgerii în regim nestaționar se poate realiza prin sistemul de ecuații diferențiale format din ecuația impulsului (în cazul curgerii gazului cu viteză subsonică), (1) și ecuația continuității (2):

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial(pw)}{\partial t} + \frac{\lambda pw^2}{8\delta}; \quad (1)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial(pw)}{\partial x}, \quad (2)$$

unde: p este presiunea gazului,

x - direcția curentului,

ρ - densitatea gazului,

w - viteza curentului,

t - timpul,

λ - coeficientul de pierderi liniare de sarcină,

c - viteza sunetului,

δ - raza hidraulică a secțiunii de curgere.

Prin liniarizarea acestor ecuații, în ipoteza unei curgeri adiabate a gazului, se obține:

$$-\frac{\partial \ln p}{\partial x} = \frac{1}{RT} \left(\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\lambda w^2}{8\delta} \right); \quad (3)$$

$$-\frac{\partial \ln p}{\partial t} = \kappa \frac{\partial w}{\partial x}, \quad (4)$$

unde:

R este constanta caracteristică a gazului,

T - temperatura gazului,

κ - exponentul adiabatic.

Rezolvarea sistemului format din ecuațiile (3) și (4) duce

la soluții parțiale de forma:

$$w = \left(A \cos \frac{\omega x}{c} + B \sin \frac{\omega x}{c} \right) e^{i\omega t}, \quad (5)$$

în care: A și B sînt constante de integrare

ω - frecvența pulsațiilor.

Exprimînd prin x distanța de la intrare în colectorul de admisie condițiile limită pentru curgerea în colectorul cu ramificație prezentat schematic în figura 1 sînt:

Pentru:

$$x=0; p=ct; w=w_1; \frac{\partial w_1}{\partial x} = 0. \quad (6)$$

Ultima condiție se obține din ecuația (4) scrisă sub forma:

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = \chi p \frac{\partial w}{\partial x}. \quad (7)$$

Pentru:

$x=l_1$ din egalitatea presiunii curgerilor pînă la ramificație și după ea, conform relației (7) obținem:

$$\frac{\partial w_1}{\partial x} = \frac{\partial w_2}{\partial x}. \quad (8)$$

Tot aici făcînd bilanțul masic pentru ramificație rezultă:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\rho f w_1 - \rho f w_2}{V} = \rho \frac{f}{V} (w_1 - w_2), \quad (9)$$

unde:

f este secțiunea conductelor,

V - volumul ramificației.

Pentru o curgere adiabată a gazului și ținînd seama de relațiile (4) și (9) rezultă:

$$\frac{\partial \ln p}{\partial t} = \frac{1}{\chi} \frac{\partial \ln p}{\partial t} = - \frac{\partial w_1}{\partial x} = \frac{f}{V} (w_1 - w_2),$$

sau

$$w_1 + l_3 \frac{\partial w_1}{\partial x} = w_2. \quad (10)$$

O altă condiție limită avem în dreptul supapei în momentul închiderii ei și anume:

$$x = l_1 + l_2 \text{ și } w_2 = 0, \quad (11)$$

deoarece după închiderea supapei de admisie curgerea gazului în cilindru încetează.

Aplicând soluției (5) condiția (6) vom avea:

$$w_1 = A_1 \cos \frac{\omega x}{c} e^{i\omega t}. \quad (12)$$

Viteza după ramificație conform relației (5) este:

$$w_2 = \left(A_2 \cos \frac{\omega x}{c} + B_2 \sin \frac{\omega x}{c} \right) e^{i\omega t}. \quad (13)$$

Prin introducerea condițiilor limită (8), (10) și (11) în expresia (13) obținem următorul sistem de ecuații:

$$\left. \begin{aligned} A_1 \sin \frac{\omega l_1}{c} - A_2 \sin \frac{\omega l_1}{c} + B_2 \cos \frac{\omega l_1}{c} &= 0; \\ A_1 \cos \frac{\omega l_1}{c} - A_2 \frac{\omega l_3}{c} \sin \frac{\omega l_1}{c} - A_2 \cos \frac{\omega l_1}{c} - B_2 \sin \frac{\omega l_1}{c} &= 0; \\ A_2 \cos \frac{\omega(l_1+l_2)}{c} + B_2 \sin \frac{\omega(l_1+l_2)}{c} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Condiția de compatibilitate a acestui sistem omogen este ca determinantul principal să fie egal cu zero:

$$\begin{vmatrix} \sin \frac{\omega l_1}{c} & -\sin \frac{\omega l_1}{c} & \cos \frac{\omega l_1}{c} \\ \cos \frac{\omega l_1}{c} - \frac{\omega l_3}{c} \sin \frac{\omega l_1}{c} & -\cos \frac{\omega l_1}{c} & -\sin \frac{\omega l_1}{c} \\ 0 & \cos \frac{\omega(l_1+l_2)}{c} & \sin \frac{\omega(l_1+l_2)}{c} \end{vmatrix} = 0.$$

De unde:

$$\cos \frac{\omega(l_1+l_2)}{c} = \frac{\omega l_3}{c} \sin \frac{\omega l_1}{c} \cos \frac{\omega l_2}{c}, \quad (15)$$

relație ce permite determinarea frecvențelor proprii ale sistemului de admisie.

Particularizând relația (15) pentru colectorul fără ramificație, $l_3 = 0$, rezultă:

$$\begin{aligned} \cos \frac{\omega(l_1+l_2)}{c} &= 0, \\ \frac{\omega(l_1+l_2)}{c} &= \frac{\pi}{2}, \end{aligned}$$

sau

$$\frac{2\pi}{T} \frac{(l_1 + l_2)}{c} = \frac{\pi}{2}.$$

Perioada pulsațiilor va fi deci pentru un colector fără ramificație:

$$T = \frac{4(l_1 + l_2)}{c}. \quad (16)$$

Colectorul folosit pentru verificarea experimentală a rezultatelor teoretice avea următoarele dimensiuni:

$$l_1 = 0,37\text{m},$$

$$l_2 = l_3 = 0,46\text{m}.$$

Cu aceste date și considerînd viteza sunetului $c = 347$ m/s se poate determina perioada unui colector fără ramificație T [s] și a unui colector cu ramificație T_r [s] folosind relațiile (16) și (15).

Se obține $T = 9,53 \cdot 10^{-3}$ s iar pentru T_r se rezolvă grafic ecuația transcendentă (15) adusă sub forma:

$$\cos \frac{\omega(l_1 + l_2)}{c} - \frac{\omega l_3}{2c} \sin \frac{\omega(l_1 + l_2)}{c} = \frac{\omega l_3}{2c} \sin \frac{\omega(l_1 - l_2)}{c}.$$

Rezolvarea grafică este prezentată în figura 2 obținîndu-se pentru perioada pulsațiilor valoarea de:

$$T_r = 1,17 \cdot 10^{-2} \text{ s}.$$

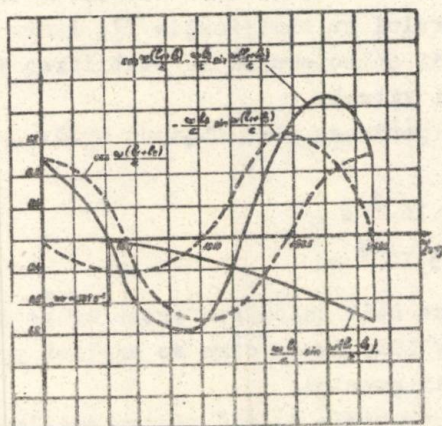


Fig. 2

Pentru înregistrarea oscilațiilor de viteză în colectorul de admisie s-a folosit un termocanemometru dotat cu un ecran ce permite înregistrarea variației vitezei dintr-un singur sens nefiind influențat decât într-o mică măsură de curgerea în sens contrar [2].

Din oscilogramele obținute (figura 3) se observă că după închiderea supapei de admisie (ISA) se produs o

serie de pulsații amortizate a căror perioadă se poate determina ca fiind timpul dintre două curgeri consecutive de același sens.

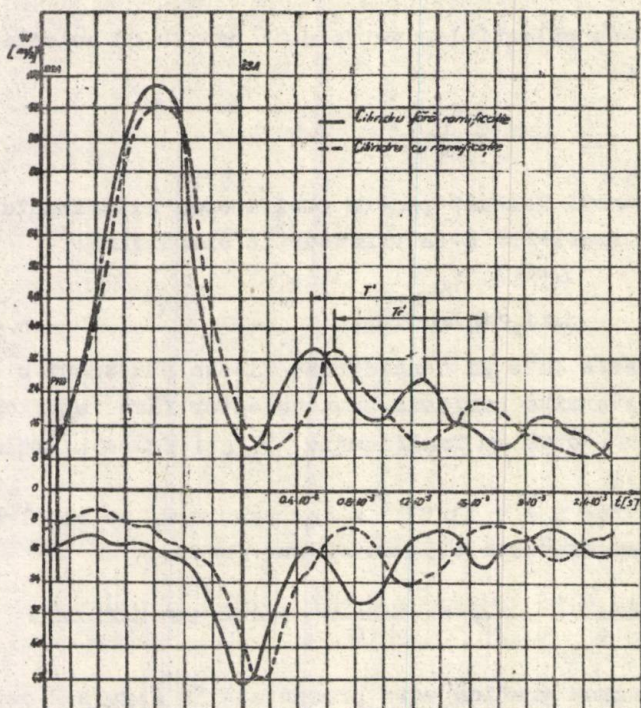


Fig.3

Perioada pulsațiilor pentru colectorul fără ramificație T' este diferită de cea a colectorului cu ramificație T'_x , lucru care arată importanța arhitecturii colectorului la stabilirea frecvențelor undelor de presiune și viteză.

Prin măsurarea celor două perioade s-au obținut următoarele rezultate:

$$T' = 8,26 \cdot 10^{-3} \text{ s ,}$$

$$T'_x = 1,025 \cdot 10^{-2} \text{ s .}$$

Perioadele măsurate față de cele calculate anterior pe cale teoretică diferă cu aproximativ 10%, lucru care se explică prin ipotezele făcute asupra curgerii gazului.

Intrucât rezultatele experimentale indică pentru oscilațiile de viteză un grad pronunțat de atenuare, pulsațiile de viteză se pot exprima mai corect printr-o relație de forma :

$$w = De^{-\delta t} \cos \omega_1 t, \quad (17)$$

unde δ este decrementul logaritmic:

$$\delta = \frac{1}{T_1} \ln \frac{W_1}{W_2},$$

iar ω_1 frecvența oscilațiilor proprii în cazul în care se ține seamă de amortizarea oscilațiilor datorită pierderilor prin frecare:

$$\omega_1^2 = \omega^2 - \delta^2.$$

Pentru cilindru fără ramificație s-a găsit:

$$\delta = 60,4 \text{ s}^{-1} \quad \text{și} \quad \omega_1 = 757 \text{ s}^{-1}.$$

iar pentru un cilindru cu ramificație:

$$\delta' = 62,8 \text{ s}^{-1} \quad \text{și} \quad \omega' = 611 \text{ s}^{-1}.$$

Reprezentarea grafică, atât a variațiilor vitezei experimentale, cât și cea dată de ecuația (17) s-a făcut în figura 4.

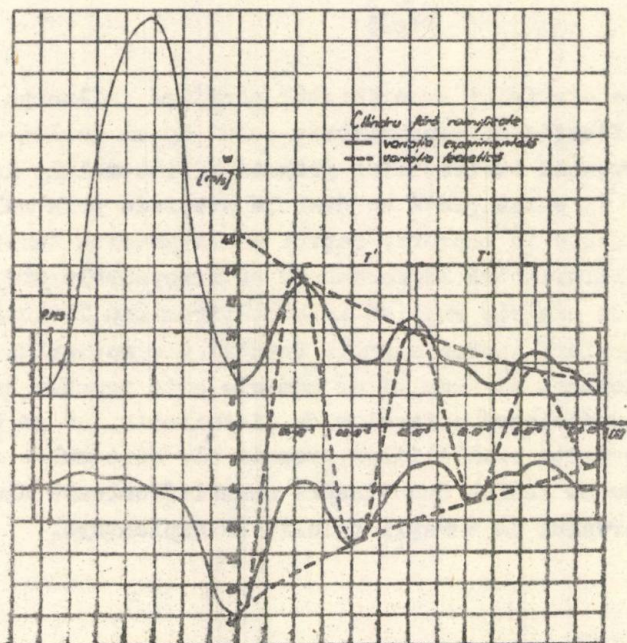


Fig. 4

și, respectiv, figura 5.

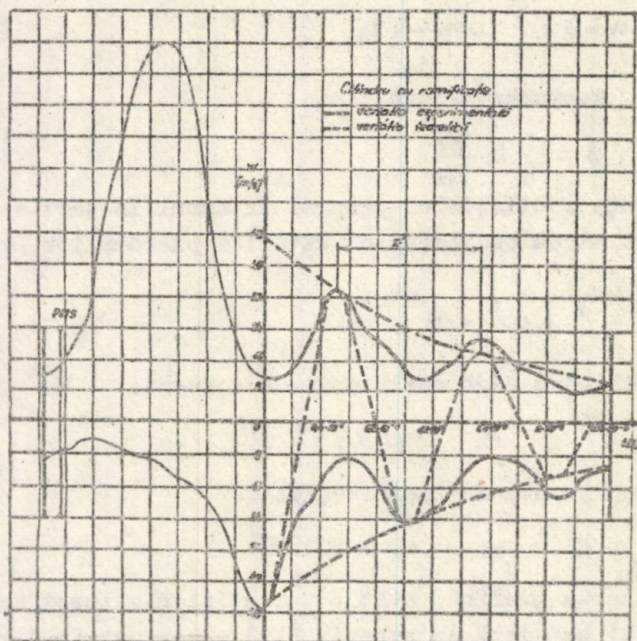


Fig.5

Rezultatele studiului experimental confirmă influența pe care o are ramificația corespunzătoare celui de al doilea cilindru asupra frecvenței oscilațiilor proprii a sistemului, influență care a putut fi evidențiată cu destulă precizie prin relațiile de calcul prezentate în lucrare. Faptul că la anumite turații frecvența admisiilor intră în rezonanță cu frecvențele proprii ale sistemului de admisie explică îmbunătățirea sau înrăutățirea procesului de umplere pentru anumite turații ale motorului.

La dimensionarea sistemului de admisie este necesar deci pe lângă alegerea judicioasă a fazelor de distribuție, să se țină seama și de frecvența oscilațiilor proprii ale sistemului de admisie evitându-se astfel funcționări nesatisfăcătoare ale motorului în intervalul de turații folosit în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] HOFFMANN, V. VESTEMEANU, N. EPUREANU, M. IONESCU, A. Influența caracterului nestaționar al curgerii gazelor asupra neuniformității schimbului de încălzire al motoarelor cu piston. In Buletinul Institutului Politehnic Brașov Seria A Mecanică vol.XI.1969.
- [2] HOFFMANN, V. SERBANOIU, N. Determinarea gradului de umplere la motoarele policilindrice. In: Buletinul Universității Brașov, seria A. Mecanică vol.XI.1972.

HOFFMANN, V. SERBANOIU, N. MURESAN, M. CRACIUN, O.

CONTRIBUTII LA STUDIUL PROCESELOR NESTATIONARE DIN
SISTEMUL DE ADMISIE A MOTOCARELOR CU ARDERE INTERNA

Rezumat

Se urmărește determinarea pe cale experimentală și teoretică a frecvenței undelor de presiune și viteză din sistemul de admisie a unui motor cu ardere internă, cu doi cilindri, alimentați dintr-o ramificație comună a colectorului de admisie. Rezultatele explică îmbunătățirea sau înrăutățirea procesului de umplere pentru anumite turații ale motorului.

CONTRIBUTIONS TO THE STUDY OF THE UNSTEADY STATE
PROCESSES OCCURRING IN THE ADMISSION SYSTEM OF THE INTERNAL
COMBUSTION ENGINES

Abstract

The paper intends to describe the experimental and theoretical determination of the pressure and speed waves frequency occurring in the admission system of an internal combustion engine, having two cylinders supplied from a common ramification of the admission collector.

The results explain the filling process improvement or worsening depending on certain revolutions of the engine.

SCHIMBUL DE CALDURA PRIN CONVECTIE FLUID - FLUID

Dr.ing. V. Hoffmann, profesor la Universitatea din Braşov;
Dr.ing. N. Veştemeanu, profesor la Universitatea din Braşov;
Dr.ing. M. Mureşan, şef lucrări la Universitatea din Braşov;
Ing. N. Serbănoiu, şef lucrări la Universitatea din Braşov;
Ing. A. Păscăalău, asistent la Universitatea din Braşov.

Schimbul de căldură între două fluide de regulă se realizează în aparate schimbătoare de căldură în care căldura de la fluidul cald se transmite printr-un perete despărţitor la fluidul rece sau se acumulează la început într-un material intermediar urmînd apoi să fie retransmisă fluidului rece.

Datorită prezenţei peretelui despărţitor respectiv sau al materialului folosit la acumularea căldurii creşte gabaritul, greutatea şi preţul acestor aparate.

În cazul fluidelor nemiscibile, la care diferenţa de densitate permite separarea lor, se poate realiza un schimb de căldură fără utilizarea peretelui despărţitor sau a unui material acumulator de căldură, prin aducerea în contact direct a celor două fluide.

Pentru studierea unei asemenea forme de schimb de căldură în cadrul laboratorului de Termotehnică a Universităţii din Braşov s-au făcut determinări privind schimbul de căldură ulei - apă, uleiul avînd rolul fluidului cald, iar apa a mediului de răcire.

Aparatura folosită pentru determinări este reprezentată în figura 1 şi constă dintr-un recipient (a) prin care circulă de sus în jos apa şi în sens opus uleiul. Temperatura de intrare a lor se menţine constantă cu ajutorul a două termostate (b şi c), iar circulaţia fluidelor se asigură cu ajutorul a două pompe (d şi e).

Schimbul de căldură între bulele de ulei formate în perioada traversării stratului de apă se poate calcula cu relaţia

$$Q = \alpha S \Delta T,$$

(1)

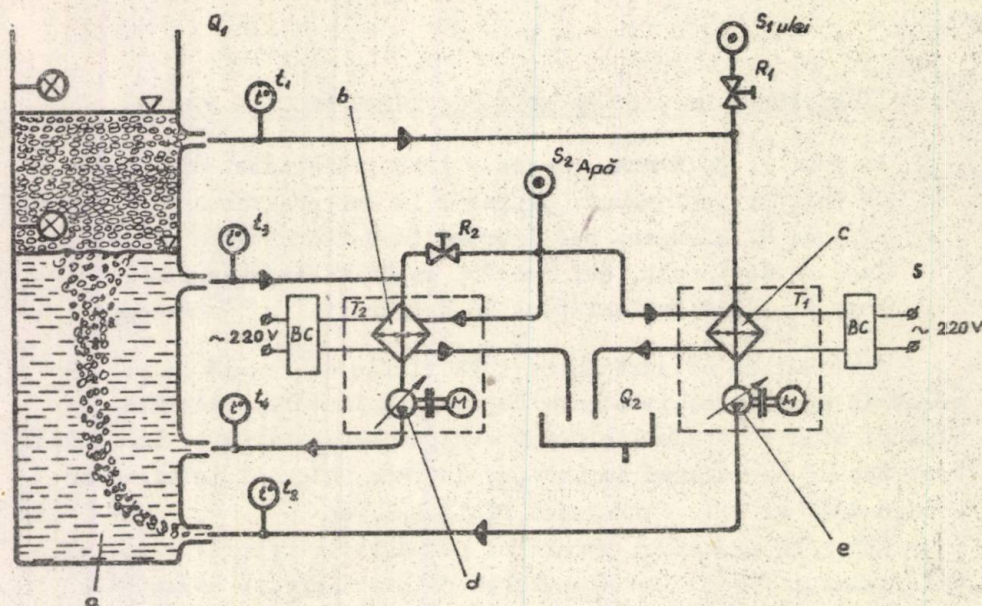


Fig.1

în care:

α - coeficientul de schimb de căldură;

S - suprafața medie a bulelor;

τ - timpul necesar bulelor pentru traversarea stratului de apă;

ΔT - diferența medie de temperatură între ulei și apă.

Valorile măsurate pentru coeficientul de schimb de căldură au variat în funcție de debitul uleiului între

$$\alpha = 21,1 + 35,72 \left[\frac{W}{m^2 \cdot \text{grad}} \right] .$$

Pentru generalizarea rezultatelor obținute ale au fost transpuse într-o ecuație adimensională de forma

$$Nu = c \cdot Ar^m \cdot Pr^n, \quad (2)$$

în care:

$$Ar = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_o - \rho}{\rho} \quad - \text{criteriul lui Archimede};$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad - \text{criteriul lui Prandtl};$$

a - coeficientul de difuzibilitate termică a uleiului;

$l = \frac{V}{A}$ - lungimea caracteristică a bulelor de ulei;

V - volumul mediu al bulelor de ulei;

A - suprafața medie a bulelor de ulei;

ρ_f - densitatea apei;

ρ - densitatea uleiului;

ν - vîscozitatea cinematică a uleiului;

g = 9,81, accelerația gravitației.

La stabilirea ecuației criteriale s-a considerat regimul de convecție liberă, întrucît deplasarea reciprocă a celor două fluide se realizează în mod preponderent pe baza diferenței de densitate a celor două fluide.

Din datele experimentale s-au stabilit valorile constantei c și a exponenților m și n:

$$c = 1,25 \cdot 10^{-19};$$

$$m = 0,7467;$$

$$n = 7,2327.$$

Ecuația adimensională prezentată permite aprecierea schimbului de căldură în cazul și a altor fluide aduse în contact direct în perioada schimbului de căldură.

BIBLIOGRAFIE

- [1] KUZMAN RAZNJEVIC - Tabele și diagrame termodinamice. Editura tehnică - București 1978.

HOFFMANN V., VESTEMERANU N., MURESAN M., SERBANOIU N., PASCALAU A.

SCHIMBUL DE CALDURA PRIN CONVECTIE FLUID - FLUID

Rezumat

Lucrarea prezintă aspecte ale unei forme particulare a schimbului de căldură prin convecție între două fluide apă și ulei.

Se determină pe baza încercărilor experimentale coeficientul de schimb de căldură prin convecție și constantele care apar în ecuațiile de invarianți caracteristice acestui schimb de căldură.

L'ÉCHANGE DE CHALEUR PAR CONVECTION FLUIDE - FLUIDE

Resumé

L'ouvrage présente quelques aspects d'une forme particulière d'échange de chaleur par convection entre deux fluides qui ont des poids spécifiques différents (l'huile et l'eau).

La recherche expérimentale a donné le coefficient d'échange de chaleur par convection et des constantes propres aux équations des invariants.

ORGANIZAREA PE CALCULATOR A BILANTULUI
TERMIC AL CAZANULUI DE ABUR

Dr.ing. Aurora Ionescu, șef lucrări la Universitatea Brașov;
Dr.ing. Mihai Tofan, șef lucrări la Universitatea Brașov;
Ing. Boian Ion, asistent la Universitatea Brașov.

Solicitățile multiple ale întreprinderilor ce gospodăresc energia termică din centralele de abur tehnologic sau destinat termoficării, în scopul exploatării instalațiilor de cazane la regimuri cât mai apropiate de cele optime, încadrându-se astfel pe linia adoptată de conducerea de partid și de stat de economisire a combustibilului, a impus organizarea întregului algoritm necesar stabilirii condițiilor reale, precum și a celor optime de funcționare, pe calculator.

În acest sens programul elaborat, realizează urmărirea completă a valorilor specifice de consum în patru regimuri reale de sarcină, precum și la regimul optim indicat în cartea tehnică a cazanului.

Întregul algoritm este segmentat pe următoarele probleme descrise prin subprogramele:

- WQ (Q, IND) calculează debitele de combustibil și abur (QC, QA);
- DEBIT citește datele de măsurare necesare subprogramului WQ și afișează rezultatele calculului;
- ARDG (NC, C, V, GA) și ARDE (NC, C, V, GA, GE, VE) calculează procesul de ardere;
- H (NC, C, GM) calculează puterea calorifică inferioară și masă moleculară a combustibilului;
- FACT (NC, N, M) funcție de participații masice și volumice;
- REYN (BETA, RE) interpolator pentru coeficientul de debit ;
- HH (Z, T) interpolator hermitic în raport cu cifra Reynolds;
- BILANT (QC, QA, GA, V) calculează componentele bilanțului termic, randamente, consumuri specifice, caracteristica termică.

Schema logică a programului este prezentată în figura 1.

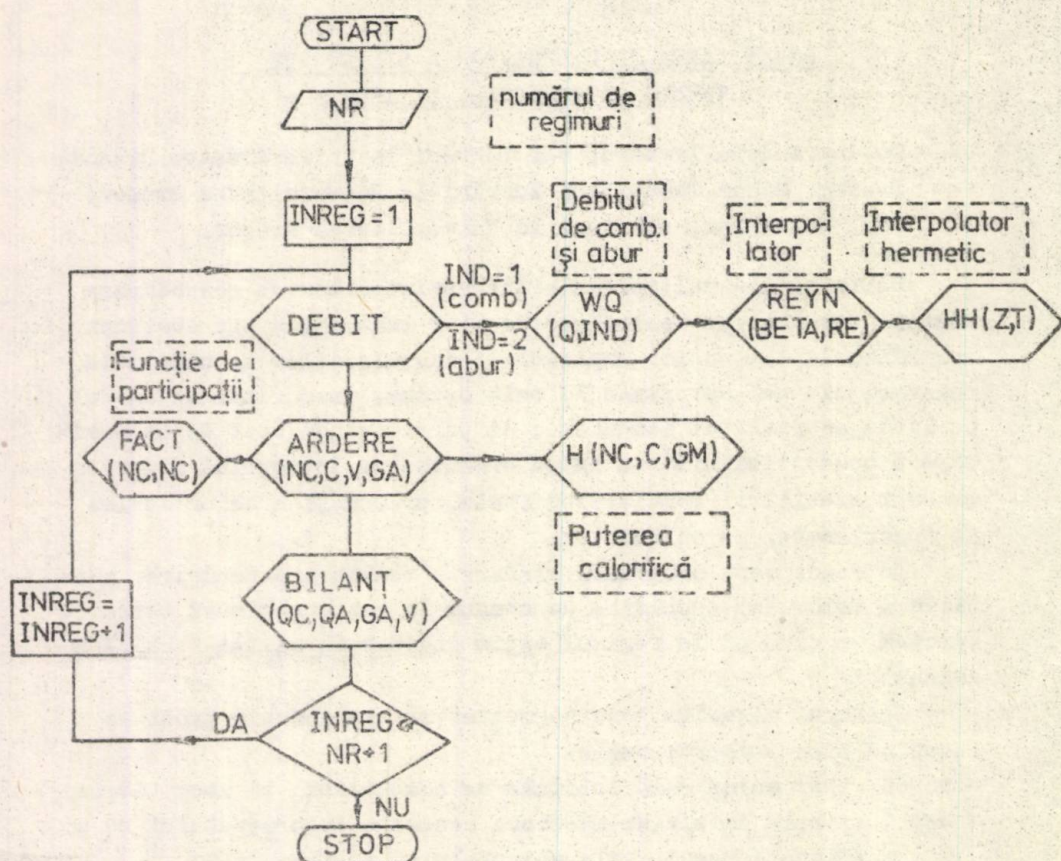


Fig.1

Datele programului sînt organizate în vectorii de măsurare:

- {B} - (12 x 1) măriri măsurate pentru calculul debitului;
- {C} - (7 x 1) compoziția volumică a combustibilului;
- {GA} - (3 x 1) compoziția gazelor de ardere;
- {E} - (10 x 1) entalpiile combustibilului, aerului, apei de alimentare, aburului, gazelor arse necesare efectuării bilanțului termic.

Pentru interpolarea coeficientului de debit α în raport cu cifra Reynolds și raportul $\beta = (d/D)^4$, unde d - diametrul diafragmei, iar D - diametrul interior al conductei, s-a intro-

dus matricea B (5,8) care conține valorile lui α conform STAS 7347 - 70 și derivatele α' în raport cu cifra Reynolds. Interpolarea se face liniar în raport cu β și hermitic în raport cu Re.

În subprogramul DEBIT se citește pentru IND = 1 vectorul de măsurare {B} referitor la combustibil, după care este apelat subprogramul WQ care efectuează calculele necesare determinării debitului de combustibil QC. Pentru IND = 2 se citește vectorul {B} pentru abur și se determină cu același subprogram debitul de abur QA.

Funcția WQ este descrisă în organigrama din figura 2.

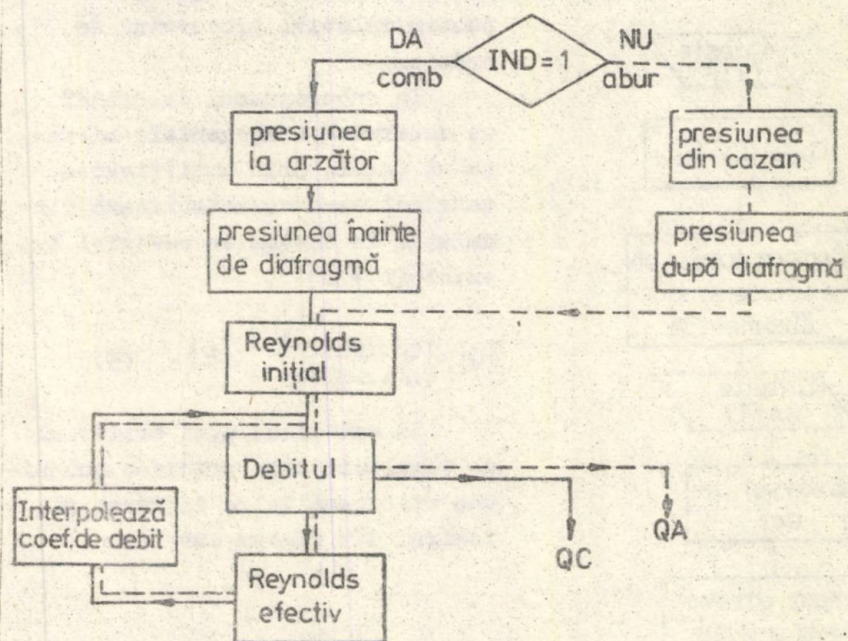


Fig.2

În subprogramul de ardere se determină oxigenul minim

$$O_{2min} = \{Ox\}^T \{C\}, \quad (1)$$

$$\text{aerul minim } L_o = O_{2min} / \xi_2 \quad (2) \text{ și aerul din}$$

$$\text{aerul minim } N_2 = \xi_{N_2} L_o, \quad (3)$$

unde $\{O_x\}$ este vectorul oxidant, care în cazul gazului natural s-a determinat din

$$\{O_x\} = \frac{3i+1}{2}, \quad i=1,6, \quad (4)$$

cu: i - numărul atomilor de carbon din hidrocarbura moleculei saturate, iar ξ_{N_2} și ξ_{O_2} reprezintă compoziția molară a aerului.

Compoziția gazelor de ardere este descrisă prin transformarea aplicată vectorului compozițional $\{C\}$ la arderea stoechiometrică și prin valorile de măsurare privind analiza gazelor de ardere la arderea reală. În figura 3 se prezintă organigrama pentru calculul procesului de ardere.

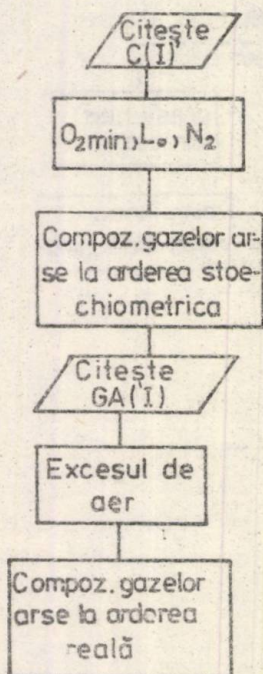


Fig.3

În subprogramul de BILANT se determină componentele bilanțului termic prin amplificarea matricei care caracterizează circulația în sistem cu vectorul de entalpii $\{E\}$

$$\{Q\} = \begin{bmatrix} \text{circulația} \\ \text{din sistem} \end{bmatrix} \{E\}. \quad (5)$$

Se satisface apoi criteriul de completitudine printr-o conexiune eterogenă între intrarea și ieșirea din sistem sub forma:

$$\begin{Bmatrix} Q_i \\ Q_e \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} Q_{comb} \\ Q_{aer} \\ Q_{apă} \\ Q_{co} \\ Q_{ga} \\ Q_{abur} \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

unde Q_1 reprezintă căldura intrată, iar Q_e căldura ieșită din cazan.

Cu condiția de închidere a bilanțului se definește componența pierdută prin radiație și convecție în mediul ambiant

$$Q_{ac} = (1 - \eta) \left\{ \begin{matrix} Q_i \\ Q_e \end{matrix} \right\}. \quad (7)$$

Aprecierea calității procesului din instalația de cazane se realizează dintr-o conexiune omogenă de forma

$$\begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_{comb} \\ Q_{aer} \\ Q_{apă} \\ Q_{ga} \\ Q_{abur} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

iar randamentele procesului rezultă prin compararea căldurilor pe aceste circuite:

$$\begin{Bmatrix} \eta_b \\ \eta_{ex} \\ \eta_{sc} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1/Q_2 \\ 1/Q_3 \\ 1/Q_4 \end{Bmatrix} Q_1$$

unde η_b reprezintă randamentul brut, η_{ex} - randamentul de exploatare iar η_{sc} - randamentul de schimb.

Din corelarea valorilor prescrise de cartea tehnică a cazanului cu comportarea reală; programul stabilește măsurile de îmbunătățire la condițiile de funcționare optime.

BIBLIOGRAFIA

- [1] BERINDE, T. IONASCU, T. RESIGA, R. RITZINGER, E. RUJA, N. și VARVARI, I. Intocmirea și analiza bilanțurilor energetice în industrie vol. I, II. Editura Tehnică Buc. 1976.

IORESCU, A. TOFAN, M. BOIAN, I.

ORGANIZAREA PE CALCULATOR A BILANTULUI
TERMIC AL CAZANULUI DE ABUR

Rezumat

In lucrare se prezintă organizarea pe calculator a bilanțului termic al unui cazan de abur. Programul cuprinde opt subprograme care calculează pe baza unui set de măsurători la fiecare regim real de exploatare debitul de combustibil, debitul de abur, procesul de ardere, componentele bilanțului termic real și optim. Programul poate fi folosit pentru orice tip de combustibil precum și pentru orice tip de cazan.

PROGRAMMIERUNG DES THERMISCHEN BILANZES
BEI EINER KESSELANLAGE

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Organisierung des thermischen Bilanzen bei einer Kesselanlage auf der Rechenmaschine dargestellt. Das Hauptprogramm enthält acht Subprogramme, welche auf Grund von Messdaten für jedes Betrieb den Brennstoff-beziehungsweise Dampfstrom berechnen, sowie auch den Verbrennungsprozess und die Bilanzkomponenten des realen und optimalen Prozesses. Das Programm ist für jede Art von Brennstoffen und Kesseln anwendbar.

CERCETARI PRIVIND UTILIZAREA POMPELOR TERMICE
IN INSTALATIILE DE USCARE

Dr.ing. V. Sova, profesor la Universitatea din Braşov;
Dr.ing. M. Şova, şef lucrări la Universitatea din Braşov.

Diferitele tehnologii de uscare convectivă se aplică diferenţiat în funcţie de natura, calitatea şi destinaţia materialului. În condiţiile unor tehnologii moderate, parametrii aerului ca agent de uscare se pot obţine cu ajutorul agregatelor frigorifice cu compresor, funcţionând ca pompe termice. În aceste condiţii vaporizatorul agregatului lucrează ca dezumidificator, iar condensatorul ca preîncălzitor de aer. Schema unei instalaţii de uscare cu recircularea parţială a aerului utilizat, prevăzută cu pompă termică este prezentată în figura 1. Aerul evacuat din spaţiul de uscare este parţial recirculat, iar restul dirijat în vaporizatorul V al agregatului unde se va răci şi dezumidifica (după îndepărtarea condensatului) eliberând în acest proces căldura necesară vaporizatorului. Aerul, în continuare, este condus în condensatorul C al agregatului unde va prelua căldura eliberată de agentul termic în procesul de răcire şi condensare.

Pentru corectarea temperaturii aerului, înainte de intrare în spaţiul de uscare, în circuitul acestuia se intercalează bateria de încălzire B.I. Aerul astfel preîncălzit se amestecă cu aerul recirculat şi vehiculat de către electroventilatorul EV în camera de uscare.

Urmărind circuitul agentului de lucru al agregatului, se observă că procesul de comprimare şi de vehiculare a acestuia prin agregat se realizează cu ajutorul compresorului K, iar reglajul presiunii agentului frigorific în vaporizator, cu ajutorul ventilului de reglaj VR.

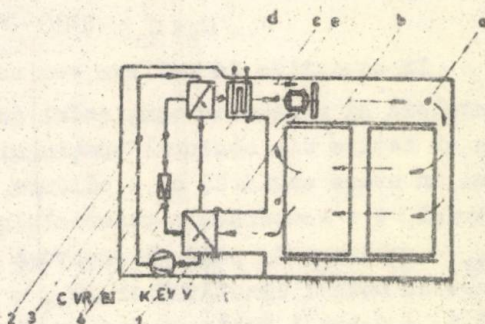


Fig.1

Succesiunea modificărilor de stare ale aerului în timpul procesului de uscare se poate evidenția cu ajutorul ecuațiilor de bilanț termic și masic.

Bilanțul termic aplicat camerei de uscare, presupune egalitatea dintre variația energiei camerei de uscare, ca sistem termodinamic (compus din materialul umed și restul echipamentului auxiliar și de construcție aferent acestuia) și suma schimburilor de energie efectuate cu mediul înconjurător sub formă de căldură și lucru mecanic, într-un anumit interval de timp. În ipoteza unei funcționări staționare și presupunând neglijabilă variația energiei cinetice a aerului la intrarea și ieșirea din conturul camerei de uscare, ecuația bilanțului termic, cu urmărirea notațiilor din figura 1, se va exprima prin relația:

$$I_b - I_a = - \frac{m_o c_u t \frac{du}{dZ} + \dot{Q}_{tr} - P_{ev}}{\dot{L}_o} \quad (1)$$

Bilanțul de masă aplicat conturului camerei de uscare, pentru condiții staționare de funcționare a uscătorului devine:

$$d_b - d_a = -1000 \frac{m_o}{\dot{L}_o} \frac{du}{dZ} \quad (2)$$

În ecuațiile de mai sus s-a notat cu: I_a , I_b și d_a , d_b - entalpia și respectiv conținutul de umiditate al aerului la intrare și ieșire din conturul spațiului de uscare, m - masa materialului în stare anhidră, c_u - căldura specifică a umidității din material, t - temperatura materialului, du/dZ - viteza de uscare, $\dot{Q}_{tr}$ - schimbul de căldură efectuat prin conturul spațiului de uscare cu mediul înconjurător, P_{ev} - puterea electroventilatorului și $\dot{L}_o$ - debitul masic de aer în stare anhidră vehiculat prin spațiul de uscare.

Pentru o anumită stare dată a aerului la intrarea în spațiul de uscare a materialului (stabilită prin parametrii de regim t_a și φ_a sau d_a și I_a), ecuațiile (1) și (2) permit determinarea stării aerului la ieșirea din material definită, prin valorile lui d_b și I_b , respectiv permit determinarea pantei direcțiilor procesului de uscare în diagrama I-d. Deoarece în decursul uscării viteza de uscare du/dZ se modifică (în condiții staționare de funcționare $\dot{Q}_{tr}$, P_{ev} , c_u și $\dot{L}_o$ sînt constante) urmează că și starea aerului la ieșirea din spațiul de uscare se va modifica în decursul acestui proces. La atingerea umidității de echilibru a materialului (cînd $du/dZ = 0$), conținutul de umiditate al aerului va rămîne constant, în timp ce entalpia acestuia se va modifica

numai sub influența lui $\dot{Q}_{tr}$ și P_{ev} .

Ciclul de uscare la un anumit moment al procesului, reprezentat în diagrama I-d, alături de ciclul agregatului frigorific reprezentat în diagrama p-i, cu semnificația notațiilor din figura 1, se poate urmări în figura 2.

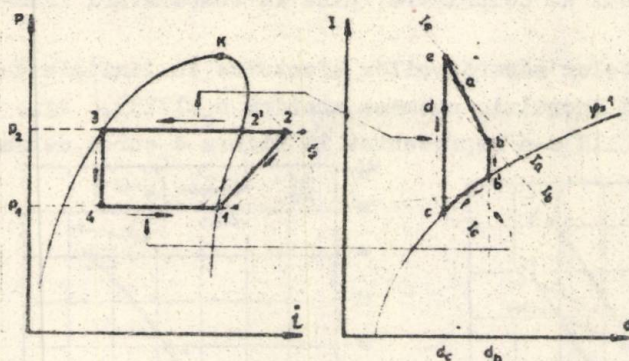


Fig. 2

Din condiția de amestec a aerului recirculat (de stare b) cu aer condiționat (de stare e) se obțin expresiile:

$$I_e = (1+n)I_d - n I_b \quad (3)$$

$$d_e = (1+n)d_d - n d_b \quad (4)$$

Se observă că prin menținerea ne-

schimbată a stării aerului la intrarea în spațiul de uscare (starea a) precum și a raportului de amestec ($n = I_b/I_e$), modificarea stării aerului la ieșirea din acest spațiu (starea b) va atrage după sine și modificarea corespunzătoare a stării aerului condiționat, ceea ce implică necesitatea corectării stării aerului vehiculat prin agregat, de-a lungul întregului proces de uscare.

Sucesiunea stărilor aerului la trecerea prin agregat, se poate obține din următoarele ecuații de bilanț termic și masic aplicate vaporizatorului, condensatorului și bateriei de încălzire a agregatului:

$$\dot{Q}_{aerv} = \dot{I}_{oe} (I_b - I_c) \quad (5)$$

$$\dot{m}_{cond} = \dot{I}_{oe} (d_b - d_c) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{aerc} = \dot{I}_{oe} (I_d - I_c) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{ai} = \dot{I}_{oe} (I_e - I_d) \quad (8)$$

Rezultă că necesarul de căldură destinat preîncălzirii aerului va fi:

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{Q}_{aerc} + \dot{Q}_{ai} = \dot{I}_{oe} (I_e - I_c) \quad (9)$$

Studiul parametric al funcționalității uscătorului cu pompă termică s-a făcut în cadrul unei instalații de uscare a lemnului, echipată cu agregate "Condens 2001". Curbele de variație ale puterilor termice $\dot{Q}_{ov} = \dot{m}_f (i_1 - i_4)$ și $\dot{Q}_c = \dot{m}_f (i_2 - i_3)$, precum și ale temperaturii agentului frigorific (R-22) la intrarea în compresor t_1 și la ieșirea din compresor t_2 (în ipoteza compresiei izentro-

pice), în funcție de entalpia sa la intrarea în compresor i_1 , sint prezentate în figura 3. Se observă că în cazul funcționării vaporizatorului la sarcini termice ridicate, vaporii agentului frigorific intră în compresor supraîncălziți și se vor supraîncălzi în continuare, în procesul de comprimare, pînă la temperaturi inadmisibile de mari.

Pe baza rezultatelor măsurărilor efectuate în limitele de variație a umidității lemnului, cu masa anhidră $m_0 = 17155,6$ kg., cuprinsă între 19 și 11% s-a reprezentat în figura 4 curba de va-

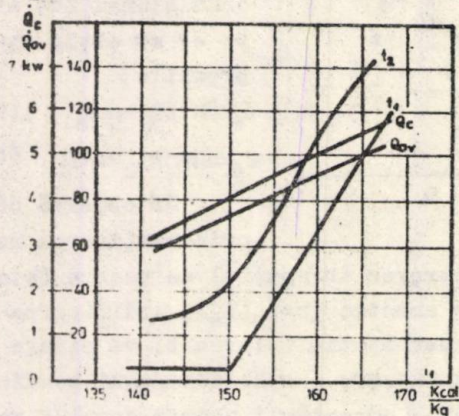


Fig. 3

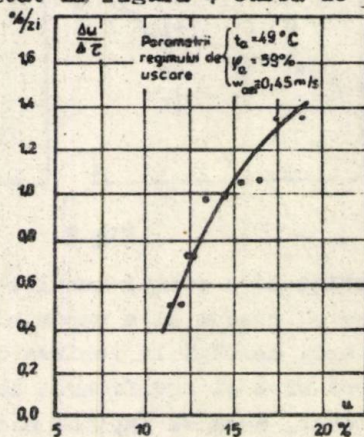


Fig. 4

riație a vitezei medii de uscare $\Delta u / \Delta z = f(u)$ (obținută din curba cineticii de uscare $u = f(z)$), corespunzătoare regimului de uscare înscris în cadranul figurii.

De asemenea, cu ajutorul valorilor debitelor de aer vehiculat prin stiva de material $\dot{V}_a = 4032 \text{ m}^3/\text{h}$, vehiculat prin agregat $\dot{V}_e = 2520 \text{ m}^3/\text{h}$, respectiv $L_{oe} = 2638,75 \text{ Kg/h}$ și recirculat $\dot{V}_b = 1512 \text{ m}^3/\text{h}$, respectiv $L_{ob} = 1583,25 \text{ Kg/h}$, ceea ce corespunde unui raport de amestec $n = 0,6$, avînd în vedere valorile pierderilor de căldură prin transmisie în mediul înconjurător $\dot{Q}_{tr} = 8663,4 \text{ W}$ și a puterii electroventilatoarelor $P_{ev} = 2200 \text{ W}$, s-au determinat cu relațiile (1)...(4) parametrii aerului la ieșirea din stiva de material (i_b și d_b) și la ieșirea din agregat (i_e și d_e). Cu relațiile (5)...(9) s-au determinat sarcina termică a vaporizatorului $\dot{Q}_{aer}$, sarcina de preîncălzire a aerului $\dot{Q}_{pr}$, puterea termică a bateriei de încălzire $\dot{Q}_{BI}$, precum și debitul de condens eliminat în decursul procesului $\dot{m}_{cond}$.

Din analiza rezultatelor a reeșit că entalpia aerului la evacuarea din stivă rămîne practic constantă, variația acesteia

mărimi situându-se sub $0,2 \text{ kJ/Kg}$ devine nesemnificativă. Ca urmare se poate considera că parametrii aerului la ieșirea din stivă se înscriu pe linia $I_b = \text{const.}$; diferitele stări ale aerului pe această linie corespund diferitelor valori ale conținutului de umiditate d_b care se reduc cu micșorarea umidității lemnului (figura 5).

Variația mărimilor $\dot{Q}_{\text{aer}}$, $\dot{Q}_{\text{pr}}$, $\dot{Q}_{\text{BI}}$ și $\dot{m}_{\text{cond}}$ în funcție de umiditatea medie a lemnului în decursul procesului de uscare se poate urmări în figura 6.

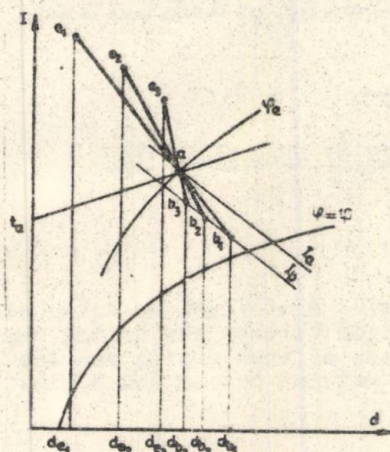


Fig. 5

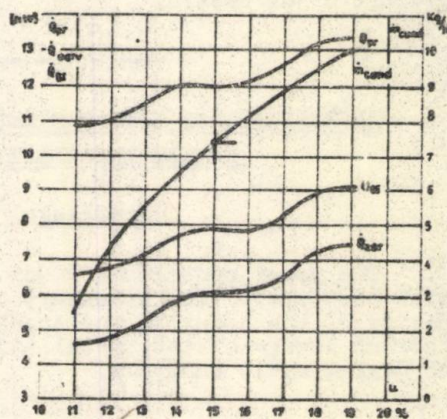


Fig. 6

Pe baza acestui grafic avînd în vedere și graficul din figura 3, se poate stabili numărul de agregate în funcțiune pe toată durata procesului de uscare destinat acoperirii diferitelor sarcini termice ale vaporizatoarelor, precum și necesarul de putere al bateriei de încălzire a agregatului.

Prin acest studiu s-a pus în evidență posibilitatea corelării capacității de uscare a uscătorului cu a puterilor termice ale agregatelor, relație necesară atât proiectării cît și exploatarea rațională a uscătoarelor de acest tip.

BIBLIOGRAFIE

- [1] SOVA, V., TUDOR, E., SLANINA, M. Termodinamica procesului de uscarea a lemnului cu dezumidificarea aerului prin condensare cu ajutorul agregatelor frigorifice cu compresie mecanică. In: Rev. Industria lemnului, Nr. 4, 1978.

SOVA, V. SOVA, M.

CERCETARI PRIVIND UTILIZAREA POMPELOR TERMICE IN
INSTALATIILE DE USCARE

Rezumat

Lucrarea prezintă un studiu al instalațiilor de uscare cu pompe termice. Se evidențiază corelarea necesară dintre capacitatea de uscare a uscătorului, în cazul particular al uscării lemnului, și puterile termice ale agregatului pe baza analizei ciclurilor de uscare.

INVESTIGATIONS INTO THE EMPLOYMENT OF HEAT PUMPS IN
DRYING INSTALLATIONS

Abstract

The paper contains a study of drying installations equipped with heat pumps. The necessary correlation between the drying capacity of the drier in the specific case of wood drying and the thermal powers of the installation is pointed out on the basis of drying cycle analysis.



1980 DEC. 2 8

E 4524/2

BULETINUL

UNIVERSITATII
DIN BRASOV

MECANICA APLICATA
Seria A
CONSTRUCTII DE MASINI

Vol. XXI-B-1979



BULETINUL UNIVERSITATII DIN BRASOV

SERIA A

• Electrotehnica și electronica

Vol. XXI-B-1979

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing. Florea Duduță (președinte),
prof.em.dr.ing.Victor Hoffmann (vicepreședinte), conf.dr.ing.Filoftela Negruțiu,
prof.dr.ing.Vasile Vulcu, conf.dr.ing .
Lidia Benche, prof.dr.ing.Ioan Drăghici,
prof.dr.ing.Giuseppe Munteanu, prof.dr.
ing.Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Victor Benche, prof.dr.ing.Gheorghe Bobescu, conf.dr.ing.Sergiu Chiriacescu, prof.dr.ing.Ioan Drăghici (redactor șef), conf.dr.ing.Ioan Goia, conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf.dr.ing.Mircea Ivan, conf.dr.ing.Aurel Jula (redactor șef adjunct),
prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, prof.dr.ing.Virgil Olariu, conf.dr.ing.Simion Popescu, conf.dr.ing. Gheorghe Secară, prof.dr.ing.Wilibald Szabo, prof. dr.ing.Petre Tudoran, prof.dr.ing.Nicolae Veștemeanu.

Secretar de redacție: șef.lucr.ing.Mihai Ciobotă.

De conținutul științific al lucrărilor din acest volum
răspund autorii respectivi

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A – Applied Mechanics-Machine Building
Vol. XXI- B • 1979

*Electrical engineering
and electronics*

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A- Mécanique appliquée - Construction de machines
Vol. XXI-B • 1979

Electrotehnique et electronique

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT BRASOV
Serie A – Angewandte Mechanik – Maschinenbau
Band. XXI – B • 1979

Electrotechnik und Elektronik

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

Library - Ann Arbor, Michigan

Vol. 8, No. 1, 1911

Electrical Engineering
and Electronics

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

Library - Ann Arbor, Michigan

Vol. 8, No. 1, 1911

Electrical Engineering
and Electronics

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

Library - Ann Arbor, Michigan

Vol. 8, No. 1, 1911

Electrical Engineering
and Electronics

S U M A R
S U M M A R Y
I N H A L T S V E R Z E I C H N I S
S O M M A I R E

ELECTROTEHNICĂ ȘI ELECTRONICĂ
ELECTRICAL ENGINEERING AND ELECTRONICS
ELEKTROTECHNIK UND ELEKTRONIK
ÉLECTROTECHNIQUE ET ÉLECTRONIQUE

Pag.

PESTEANU, O. Contribuții la proiectarea motorului asin- cron liniar de tip cilindric utilizat la acționarea ciocanelor de forjat	1
Approach to the design of the cylindrical linear asynchronous motor for driving forging hammers. Beitrag zur Berechnung eines zylindrischen asynchro- nen Linearmotors für den Antrieb von Schmiedehämmern. Contributions sur le calcul d'un moteur asynchrone linéaire cylindrique utilisé pour la commande des marteaux de forge.	
PESTEANU, O. Contribuții la calculul alunecării nominale a motorului asincron liniar utilizat în tracțiunea electrică de mare viteză	11
Approach to the calculation of the rated slip of the asynchronous linear motors used in electrical high-speed traction. Beitrag zur Berechnung des Nennschlupfs des asynchro- nen Linearmotors, mit Anwendung im elektrischen Schnellbahnantrieb. Contribution sur le calcul du glissement nominal du moteur asynchrone linéaire utilisé dans la traction electrique à grande vitesse.	
TATA, M. Efectul de capăt transversal în canalele MHD cu bare laterale conductoare	17
The transverse edge effect in MHD-channels with con- ductive side bars. Der Breitenendeffekt bei MHD-Kanälen mit leitfähigen Seitenleisten. L'effet de bord transversal pour les canaux MHD aux barres conductrices latérales.	

SZABO, W. O metodă de punte pentru măsurarea impedan- țelor inductive mici	25
A bridge method for the measurement of the small in- ductive impedances.	
Ein Messbrückenverfahren zur Messung kleiner induk- tiver Impedanzen.	
Une méthode en pont pour la mesure des petites im- pédances inductives.	
CRUTU, Gh., DUDITA, Gh. Temporizarea numerică a unor sem- 'nale de comandă	33
Numerical time-delay of some actuating signals.	
Die numerische Zeitverzögerung von Steuersignalen.	
Temporisation numérique des quelques signaux de commande.	
SZEKELY, I., SZENTGYÖRGYI, V. Legarea în serie a tiris- toarelor în convertoare de medie frecvență	39
Series connection of thyristors in medium frequency converters.	
Reihenschaltung von Thyristoren in Mittelfrequenzum- richtern.	
La connexion en série des thyristors dans les con- vertisseurs à moyenne fréquence.	
BOERIU, S.G., LUNGU, M. Detector de apropiere	47
Proximity detector.	
Näherungsdetektor.	
Déecteur de proximité.	
FRATU, A. Implementarea unui automat finit cu contacte electrice fără piese în mișcare	55
The implementation of an finite automat with electric contacts and no moving parts.	
Verwirklichung eines Automaten mit einer begrenzten Anzahl von Zuständen mit elektrischen Kontakten ohne bewegliche Teile.	
Réalisation d'un automate fini à contacts électriques sans pièces en mouvement.	
ILIE, A., COMNAC, V. Utilizarea redresoarelor comandate, în realizarea sistemelor de rotație sincronă cu mo- toare de curent continuu	61

Utilisation of controlled rectifiers for synchronous rotation systems with DC motors.

Verwendung von gesteuerten Gleichrichtern im Aufbau von synchronen Rotationssystemen mit Gleichstrommotoren.

L'utilisation des redresseurs contrôlés pour la réalisation des systèmes rotatives synchrones aux moteurs à courant continu.

TOACSE, Gh., MORUZI, A. Circuitul PLL utilizat pentru stabilizare de tensiune 67
PLL used for constant voltage power supply.

Anwendung des PLL-Schaltkreises in Spannungs - Stabilisatoren.

Le circuit PLL utilisé pour stabilisation de tension.

MARGINEANU, I., DAN, ST. Utilizarea metodei diferențelor finite pentru studiul supratensiunilor de deconectare a liniilor în gol 73

Utilisation of the finite difference method for the study of overvoltage unloaded line disconnection.

Anwendung der Methode der endlichen Differenzen zur Untersuchung der Ausschaltungsüberspannungen der Leitungen im Leerbetrieb.

Utilisation des méthodes des différences finies pour l'étude des surtensions de mise hors circuit des lignes à vide.

CILINGHIR, V. Teorema fluxului luminos 79

Theorem of luminous flux.

Der Lichtstromsatz.

Le théorème du flux lumineux.

CILINGHIR, V. Considerații asupra unor mărimi fotometrice 85

Some considerations on photometric measurements.

Bemerkungen zu einigen photometrischer Größen.

Considérations sur quelques grandeurs photométriques.

VEȘTEAN, D. Considerații privind calculul iluminării directe dată de giruri de surse liniare orientabile . . 91

Considerations on the calculation of direct illumination generated by rows of orientable light sources.

Betrachtungen über die Berechnung der direkten Beleuchtung durch strahlende einstellbare Reihen von Lichtquellen.

Considérations concernant le calcul d'éclairage direct donné par séries de sources de lumière orientables.

VESTEMEAN, D. Asupra determinării nivelului de perturbare
, la funcționarea cuptorului electric cu arc 97
On the determination of the operation disturbance level of an electric-arc furnace.
Über die Bestimmung des Störungspegels beim Betrieb des Lichtbogenofens.
Sur la détermination du niveau de perturbation au fonctionnement des fours à arc électrique.

CONTRIBUTII LA PROIECTAREA MOTORULUI ASINCRON LINIAR DE TIP
CILINDRIC UTILIZAT LA ACȚIONAREA CIOCANELOR DE FORJAT

Ing. Peșteanu, O., șef lucrări la Universitatea din Brașov.

Începînd cu anul 1973, în cadrul Universității din Brașov există preocupări vizînd acțiunea cu motoare asincrone liniare ciocanelor de forjat, ideea acestui sistem de acțiune aparținînd inventatorului englez Dr. K. Percival-Barker [3], [5]. Astfel, utilizînd metoda de calcul prezentată în lucrarea [9], în anul 1974 s-a proiectat și realizat un model experimental de ciocan de forjat (sonetă) acționat cu un motor asincron liniar de tip cilindric, model cărui s-au adus ulterior o serie de perfecțiuni, în prezent el avînd forma constructivă din figura 1, a [13]. Asupra berbecului

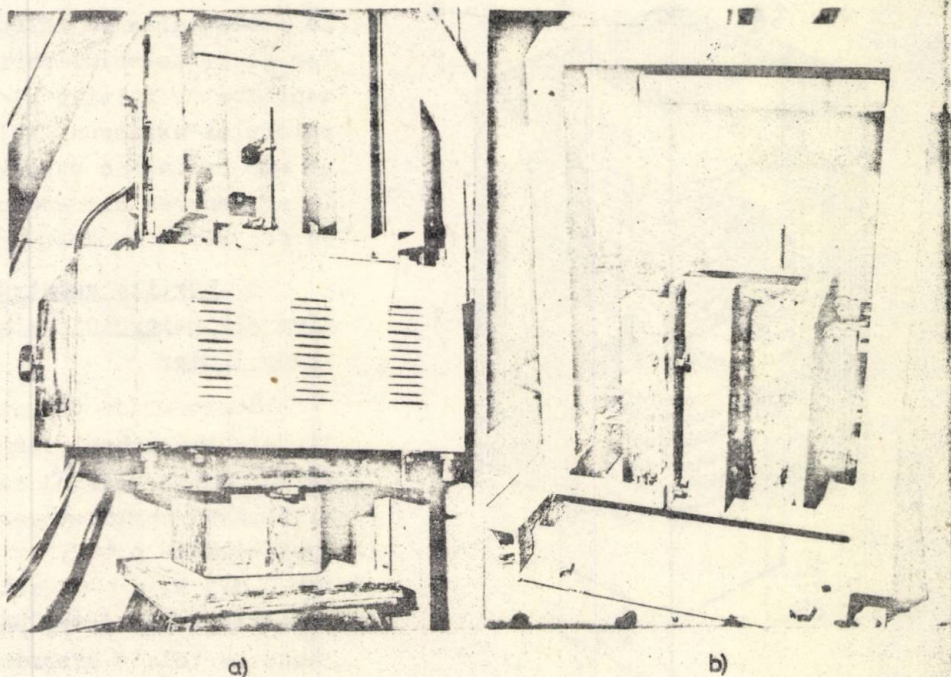


Fig. 1, a. Model experimental de ciocan de forjat (sonetă) acționat cu un motor asincron liniar de tip cilindric; b. Detaliu cu berbecul în poziția sa superioară; se pot vedea rulmenții de ghidare, iar în partea stîngă a fotografiei, cama berbecului acționînd limitatorul de cursă superior.

cului ciocanului, de care este fixat indusul motorului asincron liniar, se exercită de către stator forțe electromagnetice (de ridicare și de coborîre), alimentarea înfășurării trifazate a statorului fiind comandată de două limitatoare de cursă fixate de stator și acționate de o camă a berbecului (fig. 1, b). Posibilitățile de reglare a energiei (forței) de lovire a ciocanului de forjat sînt: lovituri prin cădere liberă (simplă acțiune), lovituri prin conectarea înfășurării statorului de către limitatorul de cursă superior (dublă acțiune), conectarea în stea sau în triunghi a înfășurării statorului, modificarea poziției limitatorului de cursă superior.

În această lucrare se prezintă principalele părți constructive ale motorului asincron liniar de tip cilindric, precum și deosebirile între funcționarea și fenomenele specifice teoriei mașinilor plane de inducție la acest tip de motor și respectiv la motorul asincron liniar cu stator bilateral sau unilateral plan scurt (cu circuit magnetic de închidere din tole) avînd înfășurarea în dublu strat și indusul de tip placă neferomagnetic, deosebiri care tre-

buie luate în considerație la proiectarea pe calculator și la calculul performanțelor definitive ale motorului asincron liniar de tip cilindric utilizat la acționarea ciocanelor de forjat.

1. Părțile constructive ale motorului asincron liniar

Statorul de tip cilindric unilateral scurt, avînd pentru modelul experimental realizat caracteristicile: $p = 2$; $\tau = 0,075$ m; $q = 1$, este constituit din patru pachete de tole 1 dispuse în pătrat (fig. 2), prevăzute cu o înfășurare trifazată cilindrică în

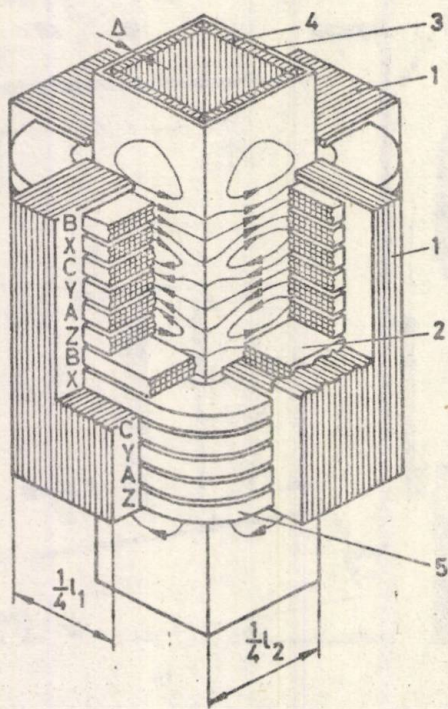


Fig. 2. Părțile constructive ale motorului asincron liniar și spectrul liniilor de curent din indus

simplu strat comună, alcătuită din bobine 2 de formă pătrată. În interiorul statorului se află berbecul (partea mobilă) ciocanului, compus dintr-un indus din tablă de alamă 3 (fig. 2) de grosime $\Delta = 3$ mm, avînd forma suprafeței laterale a unui paralelipiped, a cărui bază este un pătrat cu latura egală cu $\frac{1}{4} l_2 = 0,23$ m iar înălțimea de $H = 0,67$ m, de indus fixate în interior patru circuite magnetice din tole 4 (fig. 2) de închidere a fluxurilor magnetice corespunzătoare celor patru pachete de tole statorice.

În vederea reducerii volumului mare de prelucrări mecanice și manoperă necesare pentru realizarea și consolidarea mecanică a circuitelor magnetice de închidere din tole, în lucrarea [12] se analizează, pe baza diferitelor metode de studiu prezentate în articolul [2] referitoare la pătrunderea cîmpului electromagnetic într-un mediu feromagnetic, posibilitatea utilizării unui circuit magnetic de închidere comun din tablă din oțel, fixat rigid de partea interioară a indusului neferomagnetic și avînd de asemenea forma suprafeței laterale a unui paralelipiped a cărui bază este un pătrat, astfel obținîndu-se și o creștere a rezistenței mecanice a berbecului.

2. Considerații asupra particularităților proiectării motorului asincron liniar de tip cilindric

În lucrarea [9] este prezentată o metodă de calcul electromagnetic a motorului asincron liniar cu stator bilateral sau unilateral (cu circuit magnetic de închidere din tole), prevăzut cu o înfășurare trifazată în dublu strat și indus placă neferomagnetic. Motorul asincron liniar de tip cilindric utilizat la acționarea ciocanelor de forjat se poate proiecta cu ajutorul programului de calcul alcătuit în limbaj FORTRAN cu formulele de dimensionare deduse în lucrarea [9], dacă se iau în considerație particularitățile părților constructive, ale funcționării și ale fenomenelor specifice teoriei mașinilor plane de inducție în cazul motorului asincron liniar de tip cilindric.

Lățimea (totală) circuitului magnetic statoric și respectiv a circuitului magnetic de închidere din tole este (fig. 2): $l_1 \approx l_2 - 8\Delta$. Datorită fragmentării circuitului magnetic statoric în patru pachete de tole, la calculul lățimii ideale l_1 a statorului [9], se adaugă lățimii l_1 cîte o porțiune teoretică suplimentară corespunzătoare fiecărei fețe frontale a pachetelor de tole statorice, rezultînd expresia :

$$l_1 = l_1 + 8 \delta'' \frac{b_d}{t_1}, \quad (1)$$

în care δ'' este lăţimea întrefierului echivalent, b_d este lăţimea unui dinte statoric iar t_1 este pasul dentar al statorului; dacă în calcule se obţine $l_1 > l_2$, atunci se consideră $l_1 \approx l_2$.

La asamblarea statorului, în vederea introducerii uşoare a laturilor bobinelor (constituite în general din conductoare de secţiune dreptunghiulară) în creştăturile celor patru pachete de tole, se utilizează creştături statorice deschise [7]. Părţile frontale 5 (fig. 2) ale înfăşurării statorului au lungimi mici în raport cu lungimile părţilor frontale ale altor tipuri de înfăşurări (în dublu strat, în simplu strat în lanţ etc), rezultând astfel valori relativ mici pentru componenta reactanţei de scăpări pe fază corespunzătoare fluxurilor magnetice de scăpări la părţile frontale ale înfăşurării. Dacă h_c este înălţimea unei creştături statorice, atunci lungimea părţilor frontale ale unei spire a înfăşurării cilindrice (fig. 2) este :

$$l_f = K_f \pi h_c ; \quad K_f = 1,1 \dots 1,3, \quad (2)$$

în care K_f este un coeficient dependent de gablonul utilizat la realizarea înfăşurării şi de înălţimea istmului creştăturii [7]. Pentru calculul aproximativ al reactanţei de scăpări la părţile frontale ale înfăşurării se pot utiliza coeficienţii σ_{j0} determinaţi în lucrarea [6], corespunzători fluxurilor magnetice de scăpări (în dreptul jugului statorului) ale înfăşurării în simplu strat de tip inel.

Datorită continuităţii constructive (transversale) a indusului de tip cilindric, liniile de curent din indus se închid (teoretic) după o direcţie transversală (în raport cu direcţia de mişcare a indusului), rezultând că la motorul asincron liniar de tip cilindric nu apare efectul de capăt transversal. Totuşi, datorită discontinuităţii circuitului magnetic statoric şi a diferitelor prelucrări tehnologice (îmbinare prin sudare, rectificare etc) efectuate în dreptul marginilor longitudinale ale indusului, o parte a liniilor de curent se închid în interiorul fiecărei feţe a indusului (fig. 2), astfel încît într-un calcul acoperitor de dimensionare a motorului asincron liniar de tip cilindric se ia în consideraţie acest efect parţial de capăt transversal prin înmulţirea rezistenţei indusului raportată la o fază a statorului cu coeficientul k_r [4] datorat efectului de capăt transversal, calculat cu lăţimea de $\frac{1}{4} l_2$ (fig. 2) a unei feţe a indusului, obţinîndu-se chiar şi așa

valori foarte apropiate de unitate pentru coeficientul k_x .

La acționarea electromagnetică a ciocanelor de forjat apar următoarele procese tranzitorii interdependente : electromecanice, electromagnetice și termice [10]. În general se pot neglija procesele inerțiale electromagnetice față de cele electromecanice [10], deoarece constanta lor de timp este mică în raport cu constanta electromecanică, fapt ce s-a putut verifica studiind oscilograma curentului dintr-o fază a înfășurării statorului ciocanului de forjat realizat (fig. 1,a), atât pentru regimul de funcționare a ciocanului cu simplă acțiune [13], cât și pentru regimul de funcționare cu dublă acțiune [14]; rezultă că în calcule se poate utiliza, cu o precizie suficientă pentru aplicațiile industriale, caracteristica mecanică statică a motorului asincron liniar. La funcționarea nominală cu dublă acțiune a ciocanului de forjat, mașina asincronă liniară funcționează în regimurile de motor și de frânare prin contracurent [7], [14], deci în jurul alunecării $s = 1$, rezultând că una din datele de intrare la proiectarea pe calculator a motorului asincron liniar este forța sa la pornire F_p . Dacă se cunoaște energia nominală de lovire a ciocanului de forjat și deci respectiv masa și viteza de impact a berbecului, cu ajutorul ecuațiilor de mișcare a berbecului și a diagramelor vitezei berbecului în funcție de forța dezvoltată de motorul asincron liniar, determinate în lucrările [13], [14], se poate calcula, după alegerea vitezei cîmpului magnetic progresiv v_1 (superioară vitezei de impact) a motorului, forța la pornire F_p a motorului asincron liniar [9].

Pentru ca încălzirea indusului :

$$\Theta_2 = \frac{p_2}{\alpha_c S_2}, \quad (3)$$

în care α_c este coeficientul de transmisie a căldurii de la suprafața S_2 a berbecului de transmisie a căldurii spre aerul înconjurător [7], iar p_2 sînt pierderile de putere prin efect Joule-Lenz din indus determinate, așa cum s-a arătat mai înainte, la alunecarea $s = 1$, să nu depășească 200 ... 250°C [7], se utilizează păături de curent statoreice relativ mici și implicit lungimi mici pentru pașii polari, din acest punct de vedere fiind mai avantajoasă folosirea la motoarele asincrone liniare a statoarelor unilatere în loc de cele bilaterale. Astfel, la proiectarea unui motor asincron liniar cu stator unilateral de tip cilindric și indus din aluminiu, destinat acționării unor instalații folosite în procesul tehnologic de fabricație a produselor refractare [11] și avînd caracteristicile:

$\tau = 0,042 \text{ m}$; amplitudinea pături de curent statorice $A_{m1} = 4 \cdot 10^4 \text{ A/m}$; $\Delta = 0,003 \text{ m}$; lăţimea întrefierului $\delta = 0,0055 \text{ m}$, s-a obţinut pentru pierderile specifice (pe unitatea de suprafaţă a indusului) de putere prin efect Joule-Lenz din indus valoarea : 3230 W/m^2 .

În lucrarea [8] este prezentat un studiu unidimensional al efectelor de capăt longitudinale la motorul asincron liniar cu stator plan scurt prevăzut cu o înfăşurare în dublu strat şi polii marginali complet bobinaţi şi indus placă neferomagnetic. Performanţele motorului asincron liniar de tip cilindric se pot determina cu ajutorul programului de calcul alcătuit în limbaj FORTRAN cu expresiile deduse în lucrarea [8], dacă se efectuează următoarele modificări datorate faptului că motorul este prevăzut cu o înfăşurare în simplu strat de tip cilindric :

a) numărul de spire inseriate pe c fază a statorului este [9] :

$$w_1 = pq \frac{n_c}{n_1} \quad (4)$$

în care q este numărul de creştături pe pol şi fază, n_c este numărul de conductoare dintr-o creştătură iar n_1 este numărul de conductoare legate în paralel pe o cale de curent; b) la calculul inducţiei magnetice se înlătură laturile exterioare ale bobinelor de compensare (şi implicit solenaţiile şi fluxurile lor magnetice de scăpări) ale înfăşurării în dublu strat ; c) la calculul tensiunii electromotoare indusă într-o fază M ($M = A, B, C$) de fluxurile inducţiei magnetice $\vec{B}$ din întrefier, avînd în vedere faptul că fluxurile magnetice care înlanţuiesc bobinele înfăşurării statorului sînt de fapt egale cu fluxurile magnetice din jugul 4 (fig. 2) al părţii mobile, se utilizează expresia (fig. 3) :

$$U_{eM} = -j \omega_1 (-1)^m \frac{n_c}{n_1} I_1 \sum_{i=0}^{q-1} \left(\int_{\lambda\tau+d_1}^{(\lambda+1)\tau+d_1} B \, dx + \int_{(\lambda+2)\tau+d_1}^{(\lambda+3)\tau+d_1} B \, dx + \dots + \int_{(2p-2+\lambda)\tau+d_1}^{(2p-1+\lambda)\tau+d_1} B \, dx \right), \quad (5)$$

în care [8]:

$$d_1 = -\frac{\tau}{6} + \frac{\tau}{6q} + i \frac{\tau}{3q} ; \quad (6)$$

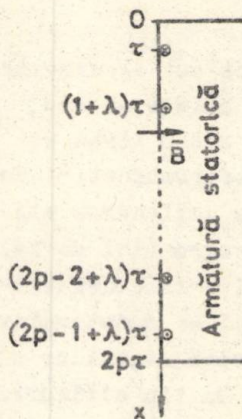


Fig. 3. Poziția relativă a laturilor bobinelor înfășurării unei faze cu pas diametral și $q = 1$.

$$m = 1, \lambda = \frac{1}{2} \text{ pentru } M = A;$$

$$m = 2, \lambda = \frac{1}{6} \text{ pentru } M = B; \quad (7)$$

$$m = 2, \lambda = \frac{5}{6} \text{ pentru } M = C.$$

Dacă $\underline{I}_d$ și $\underline{I}_1$ sînt reprezentările în complex ale componentelor simetrice ale curenților statorici, ϱ_2 este rezistivitatea electrică a indusului și utilizînd notațiile :

$$k_B = \frac{m_1 \sqrt{2} \mu_0 w_1 k_{w1}}{\pi p \delta^n}, \quad \alpha = \frac{\pi}{\tau}, \quad (8)$$

$$G = \frac{k_1}{k_r}, \quad k_1 = \frac{\mu_0 \omega_1 \Delta \tau^2}{\pi^2 \varrho_2 \delta^n}, \quad (9)$$

atunci expresia inducției magnetice complexe din întrefier este [8] :

$$\underline{B} = k_B \left(\frac{\underline{I}_d e^{-j\alpha x}}{1 + jsG} + \frac{\underline{I}_1 e^{j\alpha x}}{1 + j(2-s)G} + \sum_{n=1}^2 \underline{C}_n e^{\alpha r_n x} + \underline{C}_3 \right), \quad (10)$$

în care $\underline{C}_n$ ($n=1,2,3$) sînt niște constante complexe care se determină cu legea inducției electromagnetice, teorema lui Ampère și legea fluxului magnetic [8], iar r_n ($n=1,2$) sînt rădăcinile ecuației algebrice [8]:

$$r^2 - (1-s)k_1 r - (k_r - 1 + jk_1) = 0. \quad (11)$$

După cîteva calcule, utilizînd relațiile (8) și (10), expresia (5) devine :

$$\underline{U}_{em} = -(-1)^m j \left[-e^{-j\lambda\pi} \underline{Z}_d \underline{I}_d + e^{j\lambda\pi} \underline{Z}_1 \underline{I}_1 + \right. \\ \left. + \underline{X}_m \frac{1}{2pk_{w1}} \sum_{n=1}^2 \frac{(e^{\underline{r}_n \pi 2p} - 1)e^{\underline{r}_n \lambda \pi}}{(e^{\underline{r}_n \pi} + 1)\underline{r}_n} \underline{K}_{wn} \underline{C}_n + \underline{X}_m \frac{\pi}{2k_{w1}} \underline{C}_3 \right], \quad (12)$$

în care $\underline{X}_m$ este reactanța circuitului magnetizant [4], iar :

$$\underline{Z}_d = j\underline{X}_m \frac{1}{1 + jsG}, \quad \underline{Z}_1 = j\underline{X}_m \frac{1}{1 + j(2-s)G}, \quad \underline{K}_{wn} = \frac{\text{sh}(\underline{r}_n \frac{\pi}{6})}{q \text{ sh}(\underline{r}_n \frac{\pi}{6q})}. \quad (13)$$

3. Concluzii

În lucrarea [9] este prezentată o metodă de calcul electromagnetic al motorului asincron liniar cu stator plan bilateral sau unilateral, prevăzut cu o înfășurare trifazată în dublu strat cu polii marginali complet bobinați și indus placă neferomagnetic. Motorul asincron liniar de tip cilindric utilizat la acționarea ciocanelor de forjat se poate proiecta cu ajutorul programului de calcul alcătuit cu formulele deduse în [9], dacă se iau în considerație particularitățile, expuse în lucrare, ale părților constructive, ale funcționării și ale fenomenelor specifice teoriei mașinilor plane de inducție în cazul motorului asincron liniar de tip cilindric. Studiind aceste particularități, s-au putut constata următoarele avantaje ale utilizării acestui tip de motor la acționarea ciocanelor de forjat : lungime mică a părților frontale ale înfășurării statorului, practic absența efectului de capăt transversal, încălzire redusă a indusului (prin utilizarea unui stator de tip unilateral și existența unei suprafețe S_2 mare a părții mobile, de transmisie a căldurii spre aerul înconjurător) și rezistență mecanică mare a berbecului. Rezultatele prezentate în lucrare sînt folosite la proiectarea unor instalații utilizate în procesul tehnologic de fasonare a produselor refractare [1], [11].

Bibliografie

- [1] DRAGOMIR, C., GHEORGHIU, GH., SOROCOPUD, L. Tehnologia produselor refractare. București, Editura didactică și pedagogică, 1964.
- [2] NICOLAIDE, A. Analiza neliniară a propagării cîmpului electromagnetic în piese feromagnetice. În : Electrotehnica, 12, nr. 9, 1964, p. 320-330.
- [3] PERCIVAL-BARKER, K. High-impact-forging installation. British patent No 1,195,694 dated August 1966.
- [4] GHEORGHIU, I. S., FRANSUA, A. Tratat de mașini electrice. Vol. 3. Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1971.
- [5] PERCIVAL-BARKER, K. Electromagnetic forging. În : Metallurgia and Metal Forming, July, 1972, p. 227-229.
- [6] LANG, A. Einfluss der Streufelder auf Entwurf und Betriebsverhalten asynchroner Linearmotoren. Dissertation, T U Braunschweig, 1973.
- [7] NICOLAIDE, A. Mașini electrice. Teorie. Proiectare. Vol. 1. Craiova, Editura Scrisul Românesc, 1975.
- [8] PEȘTEANU, O. Die Längsendeffekte beim asynchronen Linearmotor mit quergeschlitzter Reaktionsschiene. În : Rev. Roum. Sci.

Tech.-Électrotechn. et Énerg., 20, nr.4, 1975, p.537-552.

- [9] PEȘTEANU, O. Calculul motoarelor asincrone liniare. In : E.E. Electrotehnica, 24, nr.8, 1976, p.298-303.
- [10] BRĂSOVAN, M., SERACIN, E., BOGOEVICI, N., KELEMEN, A., TRIFA, V. Acționări electrice. Aplicații industriale. București, Editura tehnică, 1977.
- [11] ȚAȚA, M., PEȘTEANU, O., SAMOILĂ, C. Fasonarea mecanică a produselor refractare. Contract de cercetare științifică nr. 123 cu Întreprinderea "Răsăritul" Brașov, 1978.
- [12] PEȘTEANU, O. Calculul parametrilor și performanțelor motorului asincron liniar cu inaus stratificat aluminiu-oțel masiv. Comunicare la a VII-a sesiune tehnico-științifică a inginerilor și tehnicienilor din județul Brașov, 1978.
- [13] PEȘTEANU, O., ȚAȚA, M. Ciocan de forjat acționat cu motor asincron liniar. Comunicare la sesiunea științifică "Optimizarea echipamentelor electrice și electronice", Universitatea din Brașov, 17-19 noiembrie, 1978.
- [14] PEȘTEANU, O., ȚAȚA, M. Motor asincron liniar utilizat la acționarea unui ciocan de forjat cu dublă acțiune. Lucrare acceptată pentru a fi susținută la al V-lea Simpozion : "Informatică și conducere", Laboratorul Județean de Informatică Cluj-Napoca, 9-12 mai, 1979.

PEȘTEANU, O.

CONTRIBUTII LA PROIECTAREA MOTORULUI ASINCRON LINIAR DE TIP
CILINDRIC UTILIZAT LA ACȚIONAREA CIOCANELOR DE FORJAT

Rezumat

În lucrare se prezintă particularitățile părților constructive, ale funcționării și ale fenomenelor specifice teoriei mașinilor plane de inducție în cazul motorului asincron liniar de tip cilindric, particularități care trebuie luate în considerație la proiectarea acestui tip de motor. Analizând aceste particularități, se arată avantajele utilizării la acționarea ciocanelor de forjat a motorului asincron liniar de tip cilindric.

BEITRÄGE ZUM ENTWURF DES ZUM ANTRIEB DER SCHMIEDEHAMMER
ANGEWENDETEN ZYLINDRISCHEN ASYNCHRONEN LINEARMOTORS

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Eigenheiten der Bestandteile, des Betriebs und der spezifischen Phänomene der Theorie der flachen Induktionsmaschinen für den Fall des zylindrischen asynchronen Linearmotors dargestellt, Eigenheiten die man beim Entwurf dieses Motortypes berücksichtigen muss. Mittels der Analyse dieser Eigenheiten werden die Vorteile der Anwendung des zylindrischen asynchronen Linearmotors zum Antrieb der Schmiedehammer gezeigt.

CONTRIBUTII LA CALCULUL ALUNECĂRII NOMINALE A MOTORULUI
ASINCRON LINIAR UTILIZAT IN TRACȚIUNEA ELECTRICĂ DE
MARE VITEZĂ

Ing. O. Peșteanu, șef lucrări la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

În cazul tracțiunii electrice de mare viteză, motoarele asincrone liniare ce se preconizează a fi utilizate au puteri active și reactive foarte mari. Pentru a se obține viteze reglabile și performanțe tehnice cât mai bune, motorul liniar este alimentat cu energie electrică de tensiune și frecvență variabile, astfel încât el practic să funcționeze cu pătură de curent statoric constantă (egală cu cea maxim admisibilă), rezultând astfel o solicitare termică constantă a statorului. Studii teoretice utilizând programe complexe de calcul precum și verificări experimentale amănunțite au arătat că pentru o valoare constantă a amplitudinii păturii de curent statorice, în cazul unei reacții puternice a indușului (reacții ce apar și în cazul utilizării motoarelor asincrone liniare în tracțiunea electrică de mare viteză), datorită efectelor de capăt longitudinale alunecarea critică în dreptul căreia motorul dezvoltă forța sa maximă nu mai tinde către zero, ca în cazul motoarelor asincrone rotative, ci către o valoare finită s_{co} , practic dependentă doar de numărul de perechi de poli p ai statorului [6], [8].

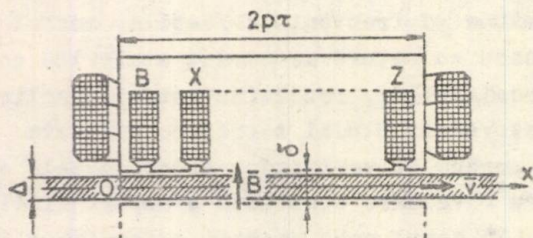
În calculele de proiectare, deoarece randamentul global al acționării cu motor asincron liniar a vehiculelor de mare viteză precum și costul, volumul și greutatea convertorului (static) de frecvență folosit pentru alimentarea motorului sînt în esență determinate de randamentul η și factorul de putere k_p al motorului, optimizarea tehnico-economică (în sens restrîns, de exemplu la gabarit impus [8]) a motorului asincron liniar se realizează alegînd ca alunecare nominală a motorului, alunecarea critică s_{co} , realizîndu-se astfel optimizarea motorului din punct de vedere al performanțelor tehnice, iar dintre variantele astfel proiectate alegîndu-se aceea pentru care produsul ηk_p este maxim [8], apro-

ximativ în dreptul alunecării s_{co} , astfel realizându-se și optimizarea întregii acționări din punct de vedere economic.

Scopul prezentei lucrări este determinarea, printr-un calcul utilizând o serie de ipoteze simplificatoare, a unei formule relativ simple și suficient de precise de calcul a alunecării s_{co} în funcție de numărul de perechi de poli.

2. Determinarea formulei alunecării critice la pătură de curent statorică constantă

Satorul bilateral plan scurt al motorului asincron liniar se consideră de lungime egală cu un număr par de pași polari, prevăzut cu o înfășurare în dublu strat cu polii marginali complet bobinați, bobinele de compensare având una din laturi așezată în exteriorul circuitului magnetic statoric (fig. 1) [7]; bobinele



aparținând aceleiași faze se presupun înseriate între ele, pentru a se evita solicitarea lor termică diferită [4], [6].

În cazul unei reacții foarte puternice a indusului, liniile de curent din indus sînt orientate

Fig. 1. Una din armăturile statorului bilateral al motorului asincron liniar

în întrefier practic numai după direcția transversală [4], [5], cînd se poate neglija în întrefier efectul de capăt transversal și rezultă că pentru inducția magnetică complexă din întrefier se poate utiliza expresia obținută în studiul unidimensional al efectelor de capăt longitudinale prezentat în lucrarea [7]:

$$B = k_B \left(\frac{I_0 e^{-j\alpha x}}{1 + jsG} + \frac{I_1 e^{j\alpha x}}{1 + j(2-s)G} + \sum_{m=1}^2 C_m e^{\alpha r_m x} + C_3 \right), \quad (1)$$

$$k_B = \frac{m_1 \sqrt{2} \mu_0 w_1 k_{w1}}{\pi p \delta''}, \quad \alpha = \frac{\pi}{\tau}, \quad G = \frac{k_1}{k_r}, \quad k_1 = \frac{\mu_0 \omega_1 \Delta \tau^2}{\pi^2 p^2 \delta''}, \quad (2)$$

$$r_{1,2} = \frac{1}{2} k_1 (1-s) \left(1 \pm \sqrt{1 + \left(\frac{k_r}{k_1} + j \right) \frac{4}{k_1 (1-s)^2}} \right), \quad (3)$$

$$k_r = 1 + \frac{1}{\epsilon_1 \operatorname{th}(\epsilon_2 - \epsilon_1)}, \quad \epsilon_1 = \frac{\pi l_1}{2 \tau}, \quad \epsilon_2 = \frac{\pi l_2}{2 \tau}, \quad (4)$$

în care $\underline{I}_d$ și $\underline{I}_1$ sînt reprezentările în complex ale componentelor simetrice ale curenților statorici, $\underline{C}_m$ ($m = 1, 2, 3$) sînt niște constante complexe care se determină cu legea inducției electromagnetice, teorema lui Ampère și legea fluxului magnetic [7], s este alunecarea, l_1 este lățimea statorului iar ρ_2 , Δ și l_2 sînt rezistivitatea electrică, grosimea și lățimea indusului. În continuare se vor utiliza următoarele ipoteze simplificatoare :

a) se neglijează componenta alternativă a inducției magnetice din întrefier, deci termenul $\underline{C}_3$ din expresia (1) ;

b) se neglijează efectele de capăt longitudinale din dreptul marginii de ieșire a indusului din întrefier, datorate (la reacții puternice ale indusului) mai ales termenului $\underline{C}_1 e^{\alpha x_1 x}$ din expresia (1), acesta producînd doar vîrfuri ascuțite în curba amplitudinilor inducției magnetice în dreptul marginii de ieșire [7], vîrfuri care în realitate sînt mai mici [3] ; în calcule se neglijează deci componenta $\underline{C}_1 e^{\alpha x_1 x}$ din expresia (1) ;

c) se presupune că curenții statorici formează un sistem simetric direct cu $\underline{I}_d = \underline{I}_1$ și că amplitudinea păturii de curent statorice A_{m1} este constantă.

Datorită reacției puternice a indusului, se consideră că inducția magnetică rezultantă din întrefier este egală cu zero în dreptul marginii de intrare [1], [6] ; deoarece $k_1 \gg k_r > 1$, la calculul mărimii $\underline{r}_2$ se poate utiliza relația :

$$\sqrt{1+y} \approx 1 + \frac{1}{2} y - \frac{1}{8} y^2, \quad (5)$$

valabilă pentru $y \ll 1$, obținîndu-se pentru inducția magnetică (1), după cîteva calcule, expresia [2] :

$$\underline{B} = k_B \frac{\underline{I}_1}{1 + jsG} (e^{-j\omega x} - e^{-\frac{1}{k_1(1-s)^3} \alpha x} - \frac{1}{1-s} j\omega x). \quad (6)$$

Forța exercitată asupra indusului este egală în valoare absolută cu forța (de tracțiune) exercitată asupra statorului :

$$F = \frac{1}{2} l_1 \operatorname{Re} \left(\int_0^{2\pi} \underline{A}_{m1} \underline{B}^* dx \right), \quad (7)$$

în care (fig. 1) :

$$A_{m1} = \frac{m_1 w_1 k_{w1} I_1 \sqrt{2}}{j p \tau} e^{-j \alpha x} ; \quad (8)$$

pentru valori relativ mici ale alunecării, expresia (7) devine, utilizând relațiile (2), (6) și (8) :

$$F \approx \frac{\mu_0}{2\pi^2} A_{m1}^2 \frac{\tau^2 l_1}{\delta^n} \frac{sG}{1 + s^2 G^2} \left(2p\pi - \frac{1-s}{s} \right) e^{-\frac{2p\pi}{k_1(1-s)^3}} \sin \frac{s 2p\pi}{1-s} . \quad (9)$$

În continuare se determină numărul de perechi de poli p al motorului asincron liniar, pentru care forța F dezvoltată de motor la alunecarea s_{co} (considerată ca fiind alunecare nominală), raportată la lungimea $2p\tau$ a motorului, este maximă :

$$\frac{d}{dp} \left(\frac{F}{2p\tau} \right) = 0 , \quad (10)$$

presupunând că amplitudinea pături de curent statorice A_{m1} este constantă; pentru $s_{co} G \gg 1$, utilizând expresia (9) se obține, după câteva calcule, următoarea ecuație trigonometrică :

$$\operatorname{tg} \frac{s_{co} 2p\pi}{1 - s_{co}} = \frac{s_{co} 2p\pi}{1 - s_{co}} . \quad (11)$$

Rezolvând ecuația (11) pentru argumentul tangentei cuprins între 0 și 2π , se obține soluția :

$$p = \frac{1 - s_{co}}{K_s s_{co}} , \quad (12) \quad K_s \approx 1,3983 , \quad (13)$$

pentru care :

$$\frac{d^2}{dp^2} \left(\frac{F}{2p\tau} \right) < 0 , \quad (14)$$

rezultând că numărul de perechi de poli (12) reprezintă un punct de maxim pentru forța raportată la lungimea statorului; relația (12) se mai poate scrie sub forma :

$$s_{co} = \frac{1}{1 + K_s p} . \quad (15)$$

Expresia (15) reprezintă de fapt alunecarea (critică) pentru care un motor asincron liniar de mare viteză, având p perechi de poli, este utilizat optim din punct de vedere tehnic, deoarece la s_{co} el dezvoltă o forță de tracțiune maximă, la amplitudine constantă a pături de curent statorice. Valorile numerice calculate cu formula (15) sînt foarte apropiate de cele prezentate în lucrările [6] și [8], micile deosebiri datorîndu-se mai ales neglijării, în cadrul calculelor prezentate mai înainte, a efectelor

de capăt longitudinale din dreptul marginii statorului de ieşire a inusului din întrefier.

3. Concluzii

În lucrare se determină, printr-un calcul aproximativ, o formulă relativ simplă şi suficient de precisă de calcul a alunecării critice s_{co} (dependentă doar de numărul de perechi de poli) în dreptul căreia motoarele asincrone liniare utilizate în tracţiune electrică de mare viteză dezvoltă forţa maximă la pătură de curent statorică constantă. Formula se poate utiliza în calculele de proiectare, la optimizarea motorului asincron liniar din punct de vedere al performanţelor tehnice, prin alegerea alunecării critice s_{co} ca alunecare nominală a motorului liniar.

Bibliografie

- [1] LAITHWAITE, E.R. Induction Machines for Special Purposes. London, George Newness, 1966.
- [2] SCHULZ, T. Möglichkeiten der Simulation des Längsendeffektes bei linearen induktiven MHD-Wandlern an Modellen. Dissertation T U Braunschweig, 1969.
- [3] BRAESS, H. Über das Betriebsverhalten der Wanderfeldmaschine mit veränderlicher magnetischer Leitfähigkeit. Dissertation, T U Braunschweig, 1970.
- [4] MOSEBACH, H. Effekte der endlichen Länge und Breite bei asynchronen Linearmotoren in Kurzständer- und Kurzläuferbauform. Dissertation, T U Braunschweig, 1972.
- [5] LANG, A. Einfluss der Streufelder auf Entwurf und Betriebsverhalten asynchroner Linearmotoren. Dissertation, T U Braunschweig, 1973.
- [6] DELEROI, W., HÜBNER, K.-D. Einfluss der Ständerwicklungsanordnung auf das Betriebsverhalten von asynchronen Linearmotoren. In: ETZ-A, Bd. 95(1974), Heft 11, p.601-606.
- [7] PEŞTEANU, O. Die Längsendeffekte beim asynchronen Linearmotor mit quergeschlitzter Reaktionsschiene. In: Rev.Roum.Sci. Techn.- Électrotechn. et. Énerg., 20, nr.4, 1975, p.537-552.
- [8] FELDMAN, U. Ermittlung einer günstigen Polzahl bei asynchronen Linearmotoren mit vorgegebenen Abmessungen und grossen Geschwindigkeiten. In: ETZ-A, Bd. 97(1976), Heft 4, p.195-200.

PEȘTEANU, O.

CONTRIBUȚII LA CALCULUL ALUNECĂRII NOMINALE A MOTORULUI
ASINCRON LINIAR UTILIZAT ÎN TRACȚIUNEA ELECTRICĂ DE
MARE VITEZĂ

Rezumat

În lucrare se determină, printr-un calcul aproximativ, o expresie a alunecării critice la pătură de curent statorică constantă, în dreptul căreia motoarele asincrone liniare utilizate în tracțiunea electrică de mare viteză dezvoltă forța maximă. Expresia, dependentă doar de numărul de perechi de poli, se poate utiliza în calculele de proiectare, la optimizarea motorului asinchron liniar din punct de vedere al performanțelor tehnice, prin alegerea alunecării critice ca alunecare nominală a motorului liniar.

BEITRÄGE ZUR BERECHNUNG DES NENNSCHLUPFES DES BEIM
ELEKTRISCHEN SCHNELLBAHNANTRIEB ANGEWENDETEN ASYNCHRONEN
LINEARMOTORS

Zusammenfassung

In der Arbeit wird, mittels einer vereinfachten Berechnung der Ausdruck des Kippschlupfes beim konstanten Ständerstrombelag bestimmt, bei welchem die beim elektrischen Schnellbahnantrieb angewendeten asynchronen Linearmotoren die höchste Kraft entwickeln. Den nur von der Polpaarzahl abhängige Ausdruck kann man in den Entwurfsberechnungen anwenden, bei Optimierung des asynchronen Linearmotors vom Gesichtspunkt der technischen Leistungen, durch Wahl des Kippschlupfes als Nennschlupf des Linearmotors.

EFFECTUL DE CAPAT TRANSVERSAL IN CANALELE MHD CU BARE LATERALE CONDUCTOARE

Dr.ing. M.Țaja, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

Liniiile de curent dintr-un indus continuu (fără fante) al unei mașini electrice asincrone nu sînt orientate în întrefier numai după direcția transversală în raport cu direcția de mișcare a indusului, acest fenomen fiind numit efect de capăt transversal. Acest efect a fost amănunțit studiat în literatura românească de specialitate pentru cazul mașinilor MHD de inducție [1], al motorului asincron rotativ cu rotorul în formă de pahar [2] și al motorului asincron liniar [3]. În toate aceste situații efectul de capăt transversal conduce la modificarea parametrilor și performențelor mașinilor de inducție, în cazul pompelor MHD rezultîndu scăderea presiunii și implicit a debitului pompei.

Acest efect se poate mult diminua prin utilizarea unor bare laterale de scurtcircuitare a curenților din canalul MHD, scopul prezentei lucrări fiind studiul efectului de capăt transversal în canalele MHD prevăzute cu bare laterale electroconductoare.

1. Cîmpul electromagnetic în canalul MHD cu bare laterale conductoare

Se consideră o mașină MHD plană de inducție cu canal cu pereți electroizolanți, avînd montate bare laterale metalice de mare conductivitate (fig. 1). Lățimea indusului lichid este egală cu lățimea l_1 a statorului, iar lățimea unei bare laterale este $(l_2 - l_1)/2$. Celor două zone I și II din canal (fig. 1) le corespund metalul lichid și barele laterale, avînd rezistivitățile electrice ρ_I și ρ_{II} .

Aplicînd legile teoriei cîmpului electromagnetic în cele două zone ale canalului MHD, cu ipotezele admise în lucrarea [2] notînd cu ω pulsația curenților din metalul lichid și efectuînd schimbarea de variabilă $\xi = \lambda x = \frac{\pi}{\tau} x$, se obțin sistemele de ecuații diferențiale (fig. 1) :

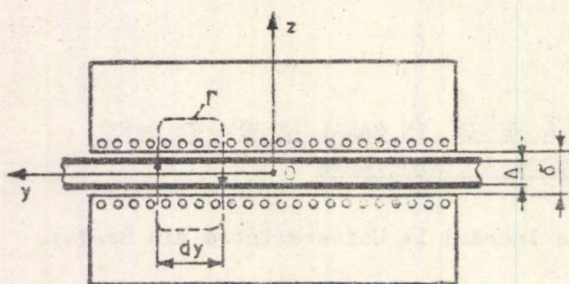
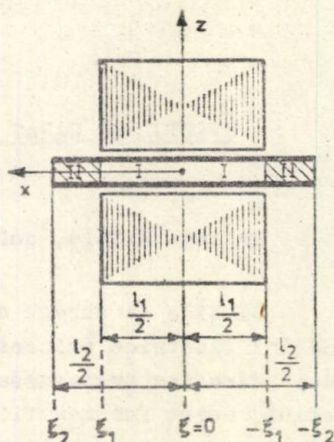


Fig. 1. Mașină MHD plană având canal cu bare laterale conductoare de scurtcircuitare



$$B_{zm} = j \frac{\mu_0 \Delta}{\lambda \sigma} J_{2xm} I + j \frac{\mu_0}{\lambda \sigma} A_{1m} ;$$

$$\frac{d J_{2ym} I}{d \xi} + j J_{2xm} I = - j \frac{\omega}{\lambda \rho_I} B_{zm} ; \quad (1)$$

$$\frac{d J_{2xm} I}{d \xi} - j J_{2ym} I = 0 ;$$

$$\frac{d J_{2ym} II}{d \xi} + j J_{2xm} II = 0 ; \quad (2)$$

$$\frac{d J_{2xm} II}{d \xi} - j J_{2ym} II = 0 .$$

La scrierea ecuațiilor de mai înainte s-au utilizat notațiile :

B_{zm} - amplitudinea complexă a inducției magnetice din întregul după direcția Oz ;

J_{2xm}, J_{2ym} - amplitudinile complexe ale componentelor după Ox și respectiv după Oy ale densității de curent din metalul lichid și din barele laterale de scurtcircuitare ;

A_{1m} - amplitudinea complexă a păturii de curent statorice.

Sistemele (1) și (2) se rezolvă utilizând condiții la limită, condiții de simetrie și de continuitate [2], [4]; folosind notațiile :

$$\chi^2 = 1 + jk, \quad k = \frac{\omega \mu_0 \Delta}{\lambda^2 \rho_I \sigma}, \quad \xi_1 = \lambda \frac{l_1}{2}, \quad \xi_2 = \lambda \frac{l_2}{2}, \quad (3)$$

se obțin următoarele expresii ale componentelor mărimilor câmpului electromagnetic [4]:

$$J_{2xm I} = \left[\frac{\text{ch } \gamma \xi}{\text{ch } \gamma \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \gamma \text{sh } \gamma \xi_1 \text{th}(\xi_2 - \xi_1)} - 1 \right] \frac{jk}{\Delta \gamma^2} A_{1m}, \quad (4)$$

$$J_{2xm II} = \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \frac{\text{sh } \gamma \xi_1}{\text{ch } \gamma \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \gamma \text{sh } \gamma \xi_1 \text{th}(\xi_2 - \xi_1)} \frac{\text{sh}(\xi - \xi_2)}{\text{ch}(\xi_2 - \xi_1)} \frac{jk}{\Delta \gamma} A_{1m}, \quad (5)$$

$$J_{2ym I} = \frac{\text{sh } \gamma \xi}{\text{ch } \gamma \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \gamma \text{sh } \gamma \xi_1 \text{th}(\xi_2 - \xi_1)} \frac{k}{\Delta \gamma} A_{1m}, \quad (6)$$

$$J_{2ym II} = \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \frac{\text{sh } \gamma \xi_1}{\text{ch } \gamma \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \gamma \text{sh } \gamma \xi_1 \text{th}(\xi_2 - \xi_1)} \frac{\text{ch}(\xi - \xi_2)}{\text{ch}(\xi_2 - \xi_1)} \frac{k}{\Delta \gamma} A_{1m}, \quad (7)$$

$$B_{zm} = \left\{ \frac{jk}{\gamma^2} \left[\frac{\text{ch } \gamma \xi}{\text{ch } \gamma \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \gamma \text{sh } \gamma \xi_1 \text{th}(\xi_2 - \xi_1)} - 1 \right] + 1 \right\} \frac{j \mu_0}{\lambda \Delta} A_{1m}. \quad (8)$$

În cazul folosirii unor bare laterale din cupru, raportul rezistivităților ρ_I/ρ_{II} variază între limitele : 5 ÷ 40 corespunzător metalelor lichide : mercur, respectiv sodiu. În realitate, raportul rezistivităților este micșorat fie din cauza amalgamării barelor, fie din cauza contactului imperfect dintre bară și fluid. Dacă în relațiile (4) ÷ (8) se înlocuiește $\rho_I = \rho_{II}$, se regăsesc relațiile pentru canalul MHD fără bare laterale [4].

2. Liniiile de curent din canalul MHD

Efectul de capăt transversal poate fi pus în evidență și cu ajutorul spectrului liniilor de curent din metalul lichid și în barele laterale conductoare [4]. În cazul canalelor MHD fără bare laterale (fig. 2), se poate constata că efectul de capăt transversal crește considerabil pentru canalele de lățime foarte mică.

Montarea barelor laterale de mare conductivitate la canalele MHD conduce la reducerea considerabilă a efectului de capăt transversal (fig. 3), dar nu-l elimină complet așa cum se arată în [5], deoarece există întotdeauna linii de curent care se închid numai

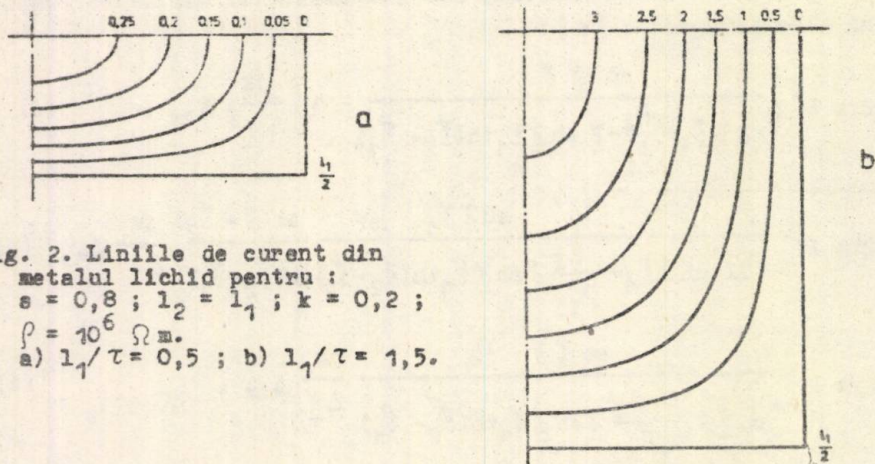


Fig. 2. Linii de curent din metalul lichid pentru :
 $s = 0,8$; $l_2 = l_1$; $k = 0,2$;
 $\rho = 10^6 \Omega \cdot m$.
 a) $l_1/\tau = 0,5$; b) $l_1/\tau = 1,5$.

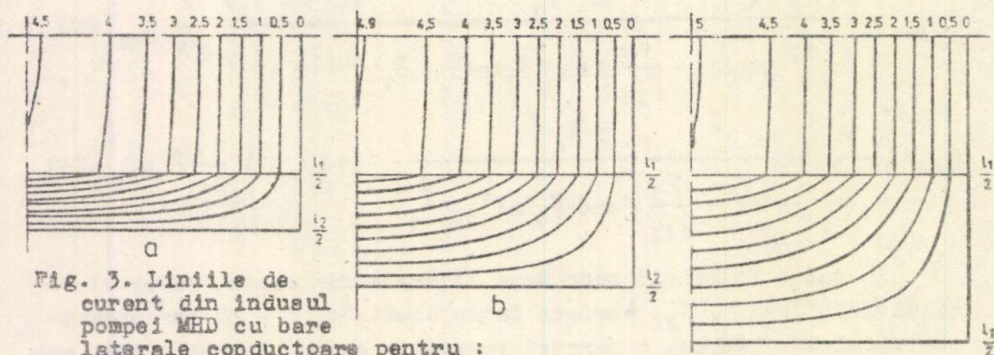


Fig. 3. Linii de curent din inusul pompei MHD cu bare laterale conductoare pentru :
 $l_1/\tau = 0,5$; $s = 0,8$; $\rho_I/\rho_{II} = 40$; $k = 0,2$;
 a) $(l_2 - l_1)/l_1 = 0,4$; b) $(l_2 - l_1)/l_1 = 0,8$;
 c) $(l_2 - l_1)/l_1 = 1,2$

prin fluidul electroconductor (rig. 3). Se observă că mărirea exagerată a lăţimii barelor laterale nu mai conduce la modificarea esenţială a efectului de capăt transversal.

3. Determinarea expresiei coeficientului de creştere a rezistenţei secundare raportate datorită efectului de capăt transversal

Cunoscând expresia puterii electromagnetice în cazul maşinilor MHD liniare de inducţie :

$$m_2 I_2^2 R_2 = s F v_1 = s F 2 f_1 \tau, \quad (9)$$

exprimînd curentul echivalent din indus I_2 și forța ce acționează asupra fluidului din canal F cu ajutorul soluțiilor (4) ÷ (8) și cunoscînd expresia rezistenței indusului raportată la o fază a statorului [6]:

$$R'_2 = \frac{m_1}{m_2} \left(\frac{w_1 k_{w1}}{w_2 k_{w2}} \right)^2 R_2, \quad (10)$$

se obține expresia [4]:

$$R'_2 = k_r R'_{20}. \quad (11)$$

În relația (11) R'_{20} reprezintă rezistența raportată a indusului lichid în absența efectului de capăt transversal, iar factorul adimensional și supraunitar k_r se numește coeficient de creștere a rezistenței secundare datorită efectului de capăt transversal [4]:

$$k_r = \xi_1 \frac{\xi_1(Y_1^2 + Z_1^2) + X(kZ_1 - Y_1)}{(\xi_1 Y_1 - X)^2 + \xi_1^2 Z_1^2}, \quad (12)$$

în care :

$$X = \operatorname{ch} 2\alpha \xi_1 - \cos 2\beta \xi_1;$$

$$Y_1 = \alpha \operatorname{sh} 2\alpha \xi_1 + \beta \sin 2\beta \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} X \operatorname{th}(\xi_2 - \xi_1); \quad (13)$$

$$Z_1 = \beta \operatorname{sh} 2\alpha \xi_1 - \alpha \sin 2\beta \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} kX \operatorname{th}(\xi_2 - \xi_1);$$

$$\alpha = \operatorname{Re} \left\{ \underline{\gamma} \right\}; \quad \beta = \operatorname{Im} \left\{ \underline{\gamma} \right\}.$$

Pentru valorile uzuale ale factorului k ce apar în cazul pompelor MHD obişnuite, se constată [2],[4] o variație foarte mică a coeficientului k_r în raport cu modificarea lui k . Se poate atribui atunci lui k valoarea particulară $k = 0$ [2], pentru care expresiile (12) și (13) se simplifică, obținîndu-se [4]:

$$k_r = 1 + \frac{1}{\xi_1 \left[\operatorname{cth} \xi_1 + \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \operatorname{th}(\xi_2 - \xi_1) - \frac{1}{\xi_1} \right]}. \quad (14)$$

Apariția raportului $\rho_I/\rho_{II} \gg 1$ la numitor în expresia (14) are drept urmare reducerea considerabilă (către valoarea 1) a coeficientului k_r .

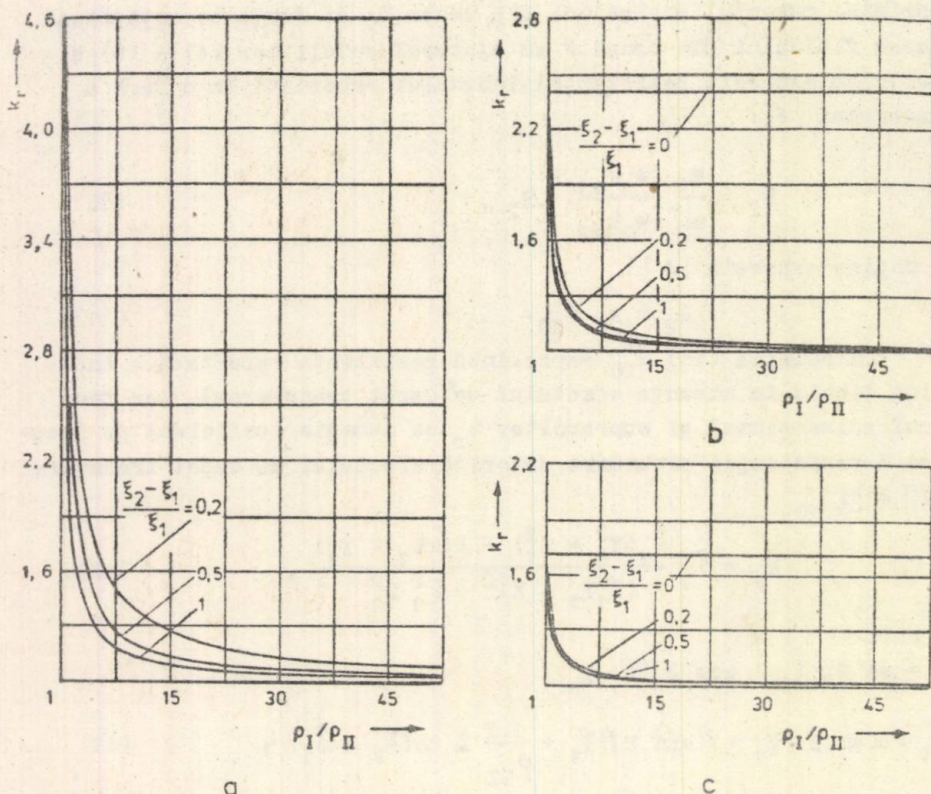


Fig. 4. Curbele coeficientului k_r în funcție de ρ_I/ρ_{II} ;
 a) $l_1/\tau = 0,5$; b) $l_1/\tau = 1$; c) $l_1/\tau = 1,5$

Variația coeficientului k_r în funcție de valorile raportului ρ_I/ρ_{II} poate fi urmărită pe curbele reprezentate în figura 4 [4]. Aceste curbe pot fi folosite și pentru adoptarea lățimii optime a barelor laterale electroconductoare, la valori cunoscute ale raportului ρ_I/ρ_{II} .

4. Concluzii

Aplicînd legile teoriei cîmpului electromagnetic, în lucrare se studiază efectul de capăt transversal pentru cazul canalului pompelor MHD plane de inducție, prevăzut cu bare laterale conductoare de scurtcircuitare a curenților din metalul vehiculat. Se deduce astfel expresia unui coeficient de creștere a rezistenței secundare raportată la o fază a statorului, care se poate utiliza în calculele de proiectare a pompelor MHD ; în lucrare sînt

reprezentate curbele acestui coeficient în funcție de diferiți parametri ai pompei, indicându-se și lățimea optimă a barelor de scurtcircuitare, peste care o mărire a secțiunii barelor nu mai conduce practic la diminuarea efectului de capăt transversal.

Bibliografie

- [1] NICOLAIDE, A. Producerea energiei electrice pe cale magnetohidrodinamică. Editura tehnică, București, 1968.
- [2] GHEORGHIU, I. S., FRANSUA, A. Tratat de mașini electrice. Mașini asincrone. Vol. 3. Editura Acad. RSR, București, 1971.
- [3] PEȘTEANU, O. Schemele echivalente ale motoarelor asincrone liniare și ale pompelor MHD plane. In : E.E.A.-Electrotehnica, 23(1975), nr. 7, p. 317-324.
- [4] ȚAȚA, M. Studiul mașinilor magnetohidrodinamice în regim de generator și de pompă. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1976.
- [5] KANT, M. Contribution à l'étude du champ magnétique dans un convertisseur magnétohydrodynamique linéaire à veine liquide. Thèse de doctorat d'Etat, La Faculté des sciences, Paris, 1968.
- [6] NICOLAIDE, A. Mașini electrice. Teorie. Proiectare. Vol. I. Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1975.

ȚAȚA, M.

EFFECTUL DE CAPAT TRANSVERSAL IN CANALELE MHD CU BARE
LATERALE CONDUCTOARE

Rezumat

In lucrare se studiază efectul de capăt transversal pentru canalul pompei MHD plane de inducție, prevăzut cu bare laterale conductoare de scurtcircuitate. Se determină expresia unui coeficient de creștere a rezistenței secundare raportate datorat efectului de capăt transversal, care se poate utiliza atât în calculele de proiectare cât și la determinarea performanțelor pompelor MHD de inducție.

DER BREITENENDEFFEKT BEI MHD-KANÄLEN MIT LEITFÄHIGEN
SEITENLEITERN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der Breitenendeffekt bei den flachen MHD-Induktionspumpen für den Fall eines Kanals mit leitfähigen Kurzschlußseitenleitern studiert. Es wird der Ausdruck eines Vergrößerungskoeffizienten des bezogenen Sekundärwiderstandes, der dem Breitenendeffekt zu verdanken ist berechnet, den man sowohl bei dem Entwurf als auch bei der Berechnung der Leistungen der MHD- Induktionspumpen anwenden kann.

O METODA DE PUNTE PENTRU MASURAREA IMPEDANTELOR INDUCTIVE MICI

Dr. ing. W. Szabo, profesor la Universitatea din Braşov.

Schemele clasice de punţi de inductanţe cunoscute şi utilizate în prezent pe scară largă nu permit măsurarea cu precizie a impedanţelor inductive mici, în conexiune cuadripolară. În ultimii ani s-au realizat punţi de inductanţe cu laturi cuplate magnetic, care se caracterizează printr-un domeniu foarte larg de măsurări, sensibilitate şi precizie ridicate, bandă largă de frecvenţe etc. În lucrările [1,2] se semnalează posibilitatea folosirii acestor punţi la măsurarea unor inductanţe şi rezistenţe mici.

În cele ce urmează se prezintă o schemă de punte cu comparator magnetic de curent, în două variante, pentru măsurări de inductanţe şi care se pretează în special pentru măsurări de impedanţe mici cu patru borne, fiind oarecum similară punţii Thomson.

1. Schema punţii şi condiţiile de echilibru

Schema (fig.1) se bazează pe utilizarea unui comparator magnetic de curent CC, elementele de comparaţie fiind o rezistenţă variabilă R , un condensator variabil C şi rezistenţele etalon R_1 , R_2 .

Considerând cuplajele magnetice între înfăşurările comparatorului de curent perfecte şi neglijând rezistenţele acestor în-

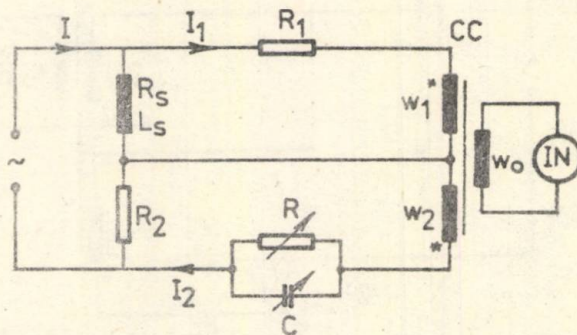


Fig. 1

făgurări, ecuația de echilibru a punții va fi :

$$w_1 I_1 - w_2 I_2 = 0, \quad (1)$$

în care

$$I_1 = I \frac{Z_s}{Z_s + R_1}, \quad I_2 = I \frac{R_2}{R_2 + Z}, \quad (2)$$

Z fiind impedanța corespunzătoare parametrilor variabili ai punții ($Z = \frac{R}{1 + j\omega CR}$).

Dacă $w_1 = w_2$, prin înlocuirea relațiilor (2) în (1) rezultă următoarele condiții de echilibru:

$$Z_s = \frac{R_1 R_2}{Z}, \quad (3)$$

respectiv:

$$R_s = \frac{R_1 R_2}{R}, \quad L_s = CR_1 R_2 \quad (4)$$

Analizând schema punții și relațiile (4) se constată că puntea din figura 1, atât prin structură cât și prin condițiile de echilibru corespunzătoare, este similară punții Maxwell-Wien, beneficiind în același timp de toate avantajele punților cu comparator magnetic de curent.

Schema poate fi adaptată, fără nici o modificare, pentru măsurarea impedanțelor inductive mici în conexiune cuadripolară (fig.2). În acest caz comparatorul se poate folosi și cu numere

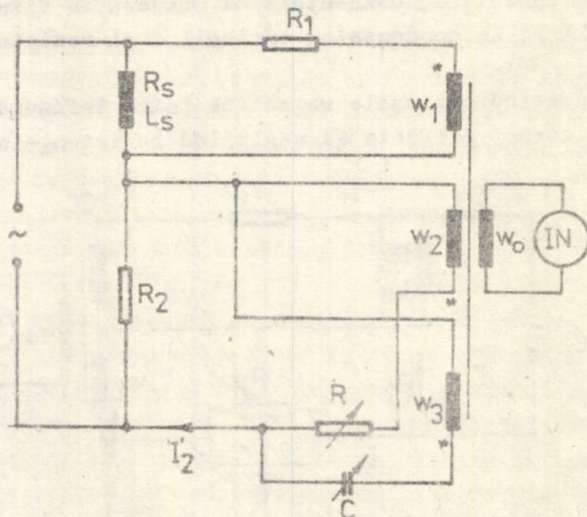


Fig. 2

diferite de spire, lărgindu-se în mod considerabil intervalul de măsurare. Ca și puntea dublă Thomson, această schemă prezintă avantajul că rezistențele de contact și ale conductoarelor de legătură sînt plasate într-un circuit auxiliar, evitîndu-se influența lor asupra circuitului de măsurare. De asemenea, prin Z_s și R_2 poate fi trecut un curent relativ mare, pentru a se obține o sensibilitate ridicată.

Intr-adevăr, dacă impedanța probei, respectiv rezistența R_2 sînt foarte mici în raport cu impedanțele elementelor de comparație, adică

$$Z_s = |R_s + j\omega L_s| \ll R_1 \text{ și } R_2 \ll R, R_2 \ll \frac{1}{\omega C}, \quad (5)$$

curenții I_1 și I_2 prin ramurile comparatorului magnetic vor fi de asemenea foarte mici în raport cu I și se obțin relațiile:

$$I_1 = \frac{R_s + j\omega L_s}{R_1} I, \quad I_2 = \frac{R_2(1 + j\omega CR)}{R} I. \quad (6)$$

Înlocuind relațiile (6) în (1) rezultă următoarele condiții de echilibru :

$$R_s = \frac{w_2}{w_1} \cdot \frac{R_1 R_2}{R}, \quad L_s = \frac{w_2}{w_1} CR_1 R_2. \quad (7)$$

Deoarece raportul $\frac{w_2}{w_1}$ poate fi variat în limite largi, de exemplu de la 1000:1 la 1:1000, puntea permite măsurarea impedanțelor mici, într-un interval foarte larg de valori, folosind o singură rezistență etalon R_2 , de valoare fixă. Există și posibilitatea echilibrării punții utilizînd condensatoare de valoare fixă, prin modificarea "în decade" a expresiei $(w_2/w_1)C$ (în acest caz înfășurarea w_2 a comparatorului se prevede cu 10 prize, astfel încît raportul $w_2:w_1$ să poată lua valorile 1,2,3...10).

În figura 3 este reprezentată o variantă a punții din figura 2, în care se utilizează un comparator magnetic de curent cu trei înfășurări de comparație. Această schemă permite separarea circuitelor pentru echilibrarea componentelor activă și reactivă ale impedanței de măsurat (parametrii variabili R și C sînt înseriate cu înfășurări separate ale comparatorului).

Dacă este îndeplinită condiția

$$w_1 = w_2 = w_3,$$

pentru această punte sînt valabile condițiile de echilibru (4).

În cazul cînd impedanța de măsurat este mică în raport cu impedanțele de comparație, fiind satisfăcute relațiile (5), se

obțin următoarele condiții de echilibru :

$$R_S = \frac{w_2}{w_1} \frac{R_1 R_2}{R} \quad \text{și} \quad L_S = \frac{w_3}{w_1} R_1 R_2 C. \quad (8)$$

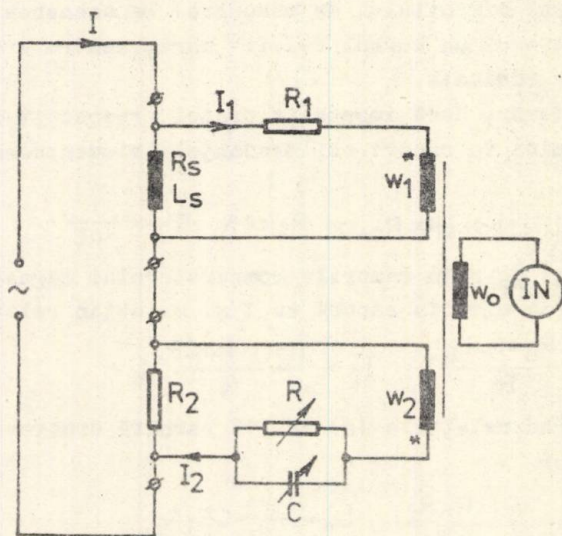


Fig. 3

2. Caracteristicile metrologice ale punții

Domeniul de măsurare. Prezența în condițiile de echilibru (7) și (8) a unor rapoarte de numere de spire conferă acestei punți domenii de măsurări foarte largi. Dacă se consideră, de exemplu, că rapoartele w_2/w_1 și w_3/w_1 sînt cuprinse între 1:100 și 100:1, ceea ce se realizează fără dificultăți, puntea va putea măsura - utilizînd o cutie de rezistențe în decade de 111.111 Ω și o cutie de condensatoare în decade de 12,21 μF - rezistențe de valori cuprinse între 10^{-6} 10 Ω și inductivități de 10^{-8} ...1H. Dacă comparatorul se utilizează cu numere egale de spire, limitele maxime de măsurare ale punții ajung la $10^5 \Omega$ și $10^3 H$.

Limitele de frecvență. Echilibrul punții poate fi realizat într-o bandă largă de frecvențe, ceea ce este caracteristic tuturor punților cu transformator [3]. Practic, limita inferioară de frecvență este impusă de scăderea sensibilității, iar limita superioară - de creșterea erorilor datorate reacțanțelor parazite.

Erorile. Infășurările comparatorului magnetic de curent se

execută în mod obignuit astfel ca rezistențele lor r_1, r_2, r_3 să fie neglijabile în comparație cu rezistențele sau reactanțele elementelor principale ale schemei. Pentru a stabili erorile determinate de aceste rezistențe, se introduc în condiția generală de echilibru (3) în locul lui R_1 și Z expresiile:

$$R'_1 = R_1 + r_1 \quad \text{și} \quad Z' = \frac{R}{1 + j\omega CR} + r_2, \quad (9)$$

obținându-se pentru impedanța Z_s a probei relația :

$$Z_s = \frac{R_1 R_2}{R} (1 + j\omega CR) \left(1 + \frac{r_1}{R_1} - \frac{r_2}{R} - j\omega C r_2 \right). \quad (10)$$

Errorile ε_R și ε_L cu care se determină rezistența R_s , respectiv inductivitatea L_s au următoarele expresii:

$$\varepsilon_R = \frac{r_1}{R_1} - \frac{r_2}{R} + \omega^2 C^2 R r_2, \quad \varepsilon_L = \frac{r_1}{R_1} - 2 \frac{r_2}{R}. \quad (11)$$

Aceste erori sînt, în general, de ordinul $10^{-6} \dots 10^{-4}$, deci cu totul neglijabile în raport cu unitatea.

O altă sursă de erori constă în utilizarea condițiilor de echilibru (7) la măsurarea unor impedanțe foarte mici, ca urmare a admiterii relațiilor aproximative (6). Expresiile acestor erori se obțin înlocuind în ecuația de echilibru (1), relațiile (2). Rezultă în final:

$$R_s = \frac{w_2}{w_1} \frac{R_1 R_2}{R} (1 + \varepsilon'_R), \quad L_s = \frac{w_2}{w_1} R_1 R_2 C (1 + \varepsilon'_L), \quad (12)$$

unde

$$\varepsilon'_R = \frac{w_2 - w_1}{w_1} \frac{R_2}{R} (1 - \omega^2 C^2 R^2), \quad \varepsilon'_L = 2 \frac{R_2}{R} \frac{w_2 - w_1}{w_1}. \quad (13)$$

Sensibilitatea. În lucrarea [1] s-a stabilit o metodă generală de calcul al sensibilității relative de tensiune, de curent și de putere ale punților cu comparator de curent. Folosind această metodă, în cele ce urmează se dau rezultatele obținute pentru sensibilitatea relativă de tensiune, care prezintă un interes mai mare, întrucît se utilizează indicatoare de nul electrodinamice avînd impedanța de intrare $Z_0 \simeq \infty$.

Fluxul magnetic din miezul comparatorului magnetic de curent (în stare dezechilibrată) al punții reprezentate în figura 1, se determină cu relația:

$$\sum w_i I'_i = R_m \Phi, \quad (14)$$

unde $I'_i = I_i - \frac{j\omega w_i \Phi}{Z_i}$, I_i fiind curenții din înfășurările comparatorului în ipoteza că fluxul este nul.

Astfel, relația (14) ia forma :

$$w_1 I_1 - w_2 I_2 - j\omega \left(\frac{w_1^2}{R_1} + \frac{w_2^2}{Z} \right) \Phi = R_m \Phi,$$

de unde:

$$\Phi = I \frac{\frac{w_1 Z_s}{R_1} - \frac{w_2 R_2}{Z}}{R_m + j\omega \left(\frac{w_1^2}{R_1} + \frac{w_2^2}{Z} \right)}. \quad (15)$$

Tensiunea electromotoare indusă în înfășurarea de detecție a comparatorului de curent este :

$$U_{eo} = -j\omega w_0 \Phi = -w_0 I \frac{\frac{w_1 Z_s}{R_1} - \frac{w_2 R_2}{Z}}{\frac{R_m}{j\omega} + \frac{w_1^2}{R_1} + \frac{w_2^2}{Z}} = -w_0 I \frac{A}{B}. \quad (16)$$

Din ultima relație rezultă sensibilitățile relative de tensiune, în raport cu parametrii variabili R și C:

$$S_R^U = -w_0 I \frac{\frac{w_2 R_2}{R}}{\frac{R_m}{j\omega} + \frac{w_1^2}{R_1} + \frac{w_2^2}{Z}}, \quad (17)$$

$$S_C^U = w_0 I \frac{\omega^2 w_2 R_2 C}{R_m + j\omega \left(\frac{w_1^2}{R_1} + \frac{w_2^2}{Z} \right)}. \quad (18)$$

Se constată că sensibilitatea punții poate fi mărită prin micșorarea reluctanței comparatorului de curent (adică prin utilizarea unor materiale magnetice cu permeabilitatea inițială cât mai mare), prin creșterea curentului I, respectiv a numărului de spire w_0 ale înfășurării de detecție.

Dacă puntea cu comparator din figura 1 se dimensionează în mod corespunzător, se pot obține sensibilități mult mai mari decât la schemele clasice.

Convergența. Se caracterizează prin unghiul de convergență γ_c , definit ca unghiul sub care se intersectează curbele - loc geometric ale vîrfului fazorului tensiunii la bornele indicatorului de nul, la reglarea cîte unuia din cei doi parametri variabili ai punții. Convergența ideală are loc cînd $\gamma_c = \pm \frac{\pi}{2}$.

Pentru schema din figura 1 unghiul de convergență în apropierea echilibrului va fi dat de relația [3]:

$$\gamma_c = \arg \frac{\partial A}{\partial R} - \arg \frac{\partial A}{\partial C},$$

unde

$$A = \frac{w_1 Z_s}{R_1} - \frac{w_2 R_2}{Z} = \frac{w_1 Z_s}{R_1} - \frac{w_2 R_2}{R} - j\omega C w_2 R_2.$$

Rezultă :

$$\gamma_c = \frac{\pi}{2},$$

deci convergența punții este ideală.

3. Incercări experimentale

Incercările experimentale au fost efectuate cu puntea din figurile 1 și 2, realizate cu următoarele elemente:

- un comparator de curent realizat în cadrul laboratorului de măsurări electrice al Universității din Brașov [4], cu precizia de circa 10^{-6} ;

- un indicator de nul electronic selectiv (fabricat la Institutul național de metrologie din București), cu sensibilitatea maximă de 10^{-9} A/div și atenuarea armonicilor a treia de peste 40 dB ;

- rezistențe etalon de 0,01; 0,1; 1; 10Ω ;

- o cutie de condensatoare în decade de 0 - 12,21 μF , avînd clasa de precizie 0,1;

- o cutie de rezistențe în decade, avînd clasa de precizie 0,02.

Alimentarea punții s-a făcut de la o sursă stabilizată de tensiune, prin intermediul unui autotransformator.

Au fost efectuate măsurări asupra unui mare număr de impedanțe inductive, de diferite valori, determinîndu-se cu 6 cifre semnificative valorile inductanței și rezistenței. S-au comparat unele rezultate cu cele obținute prin utilizarea punții Maxwell-Wien (realizată cu piese separate) și a punții de impedanțe TESLA - tip BM 394-E.

De asemenea s-a urmărit comportarea calitativă a punții în ceea ce privește sensibilitatea și convergența pentru diferite rapoarte de numere de spire ale comparatorului de curent și pentru diverse valori ale rezistenței etalon R_2 . Aceste încercări au confirmat, așa cum era de așteptat, calitățile metrologice superioare ale punții cu comparator, care poate să devină un instrument foarte util în măsurările de precizie ale unor impedanțe inductive mici.

Bibliografie

- [1] SZABO, W. Contribuții la studiul teoretic și experimental al măsurării pierderilor magnetice în tole prin metoda punții. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1970.

- [2] KARANDEEV, K.B. Transformatornĭe izmeritelnye mosti. Moskva, Izd. Energiia, 1970.
- [3] SZABO, W. Contribuții privind determinarea experimentală a caracteristicilor materialelor feromagnetice în curent alternativ. In: Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, Tom. 21, nr.4, 1971, p. 873-890.
- [4] SZABO, W. Realizarea unor dispozitive inductive de raport pentru măsurări în punte. In: Calitatea producției și metrologie, vol. 1, nr.1, ianuarie 1971, p.47-50.

SZABO, W.

O METODA DE PUNTE PENTRU MASURAREA IMPEDANTELOR
INDUCTIVE MICI

Rezumat

În lucrare se prezintă o schemă de punte cu comparator magnetic de curent pentru măsurări de impedanțe inductive mici. Se analizează principalele caracteristici ale punții: domeniul de măsurare, erorile, sensibilitatea și convergența. Încercările experimentale efectuate au confirmat calitățile metrologice ale acestei punți.

EIN MESSBRÜCKENVERFAHREN ZUR MESSUNG KLEINER INDUKTIVER
IMPEDANZEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Brückenschaltung mit magnetischem Stromkomparator für die Messung kleiner induktiver Impedanzen vorgestellt. Die Hauptkenndaten, Messbereich, Messfehler, Empfindlichkeit und Konvergenz werden untersucht. Die Versuchsergebnisse bestätigen die messtechnischen Eigenschaften dieser Brückenschaltung.

TEMPORIZAREA NUMERICA A UNOR SEMNALE DE COMANDA

Dr.ing. Gheorghe Cruțu, conferențiar la Universitatea
Brașov;

Ing. Gheorghe Dudiță, șef lucrări la Universitatea
Brașov.

1. Stadiul actual al problemei tratate

Conținutul lucrării se referă la rezultatele cercetărilor privind structura unor circuite de temporizare numerică folosite într-un bloc de comandă, pentru reglarea automată a factorului de putere dintr-o rețea electrică monofazată.

Contribuția originală a autorilor constă în conceperea și realizarea unui circuit de temporizare numerică, înglobat într-o buclă de reacție activată de răspunsul rețelelor la compensarea factorului de putere.

Întârzierea în timp a semnalelor electrice analogice din sistemele de calcul și comandă, se face cu ajutorul unor linii de întârziere cu elemente pasive [3]. Includerea în componența circuitelor de întârziere și a unor elemente active (dispozitive semiconductoare), a permis un control mai riguros al temporizării semnalelor electrice, prin controlul valorii constantei de timp $\tau = RC$ unor circuite RC. La aceste circuite temporizările sînt în funcție de stadiul de încărcare a unui condensator care corespunde unui prag al nivelului semnalului de comandă. Acest semnal deschide de exemplu un tranzistor din componența unui Trigger Schmitt.

În figurile 1a,b [4] întârzierea semnalelor se realizează cu un circuit basculant monostabil (CBM). Inițializarea temporizării se face cu semnalul de intrare u_1 , iar sfîrșitul temporizării este marcat de semnalul u_3 , ca rezultat al diferențierii pe frontul pozitiv descrescător al semnalului u_2 .

Circuitul basculant astabil (CBA), figura 1d și e, este acționat prin deschiderea diodei Zener DZ pentru :

$$U_C > U_Z. \quad (1)$$

Semnalul de ieșire al CBA deschide la fiecare impuls poarta SI-NU și astfel informația se înscrie în serie într-un registru de deplasare.

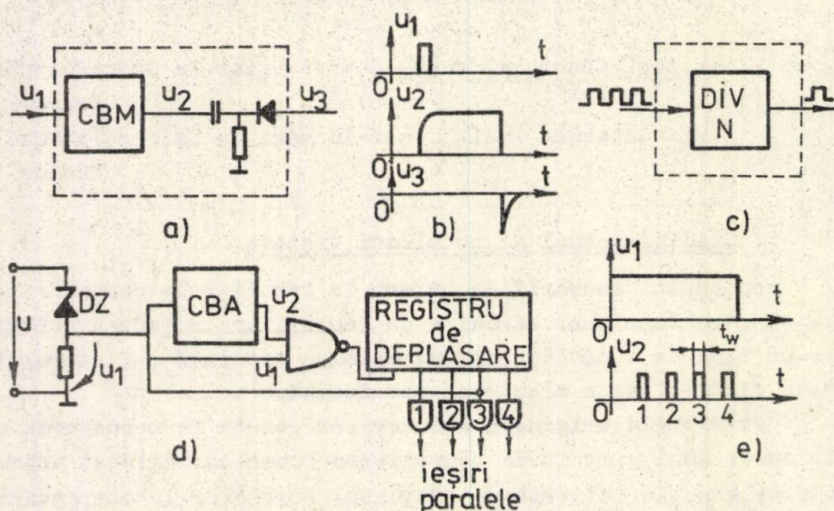


Fig.1. Circuite numerice de temporizare: a), b) temporizare cu CBM ; d), e) temporizare în funcție de nivelul semnalului de comandă; c) temporizare numerică sincronă

Frecvența de repetiție f a semnalului este :

$$f = \frac{1}{T} \approx \frac{1}{2t_w} \quad (2)$$

în care t_w este durata impulsului (fig.1.e) :

$$t_w \approx R_B C \ln 2 \approx 0,7 R_B C. \quad (3)$$

R_B este rezistența de bază a tranzistorului din componența CBA, iar C capacitatea de cuplaj colector bază.

Poarta SI-NU se deschide cu fiecare impuls al CBA atîta timp cît este îndeplinită condiția (1), iar poarta SI3 se deschide la coincidența semnalului u_1 cu al treilea impuls u_2 . Cu un alt grup R, DZ se poate pune în corespondență o altă temporizare cu porțile SI 1, SI 2 respectiv SI 4.

Cu ajutorul unui divizor prin N , ($N=2,3,4,\dots$), se poate realiza un circuit de temporizare sincron. Temporizările sînt în acest caz multipli ai perioadei semnalului aplicat la intrare de la un circuit basculant astabil.

2. Analiza circuitului de temporizare numerică

În figura 2 este reprezentat un circuit realizat pentru temporizarea numerică a unor semnale de comandă dintr-un sistem de reglare automată a factorului de putere a unei rețele electrice monofazate.

La ieșirea porții SAU-NU se emite un impuls pozitiv realizat în urma detectării fazei curentului din rețeaua electrică. Acest semnal pune în evidență doar existența puterii reactive. La una din ieșirile Q sau $\bar{Q}$ ale bistabilului RS, va exista un potențial de nivel logic 1, pus în corespondență cu puterea reactivă inductivă, respectiv puterea reactivă capacitivă.

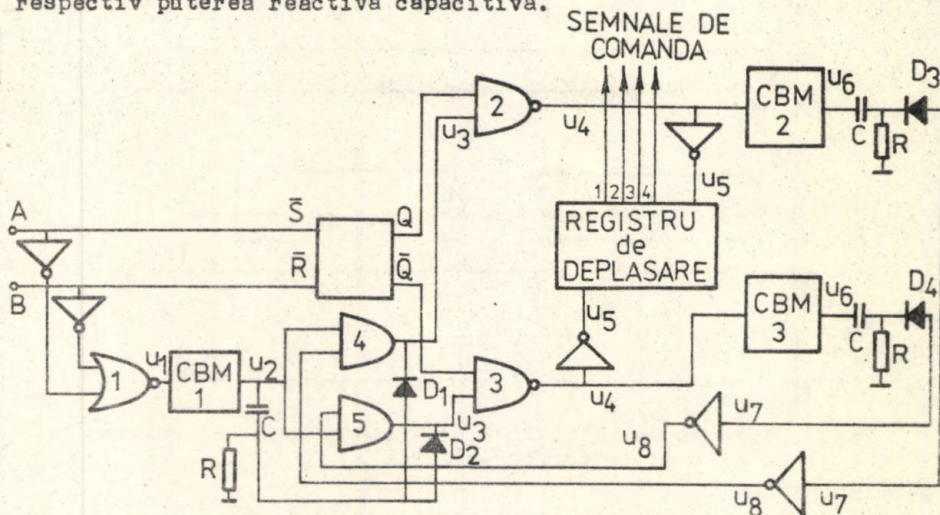


Fig.2. Schema circuitului de temporizare numerică

Compensarea în trepte a puterii reactive necesită conectarea sau deconectarea, la intervale de timp egale, a unor elemente de compensare. Durata acestor intervale de timp include și răspunsul sistemului asupra stării de compensare parțială a puterii reactive.

Semnalele de la ieșirile 1, 2, 3 și 4 ale registrului de deplasare sînt semnale de acționare a elementelor de compensare.

Dacă se notează cu ϵ o unitate timpul de transfer al semnalului printr-un circuit logic elementar sau printr-un circuit regenerativ, atunci începutul temporizării poate fi notat cu $P(t)$ și corespunde momentului apariției unui semnal la ieșirile de comandă (fig.2). P este o variabilă binară cu valoarea 1 logic (în logica pozitivă sau negativă).

Corespondența dintre unele semnale din schema logică (fig.2) și apariția în timp a semnalului, exprimată prin variabila binară P (fig.3) este :

$u_1 \Rightarrow P(t - 3 - \epsilon)$ - Primul impuls u_1 inițializează temporizarea CBM1. ϵ include timpul de creștere a impulsului u_2 și timpul de transfer prin CBM1, prin CBM și circuitele de diferen-

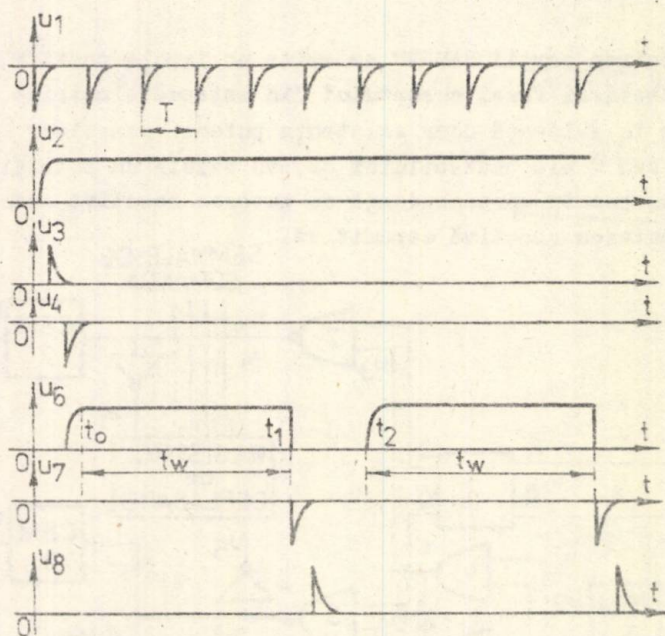


Fig.3. Forma și variația în timp a semnalelor din schema circuitului de temporizare (fig.2)

țiere C, R, D₁(D₂).

$u_3 \Rightarrow P(t-3)$ - impulsul de la intrarea porții SI-NU 2(3).

$u_4 \Rightarrow P(t-2)$ - impulsul de la ieșirea porții SI-NU 2(3).

$u_5 \Rightarrow P(t-1)$ - semnalul de comandă a deplasării informației de registru.

Începutul temporizării $P(t)$ găsite CEM 2(3) în momentul $t=t_0$. Durata impulsului u_6 notată cu t_w (fig.3) poate fi un număr întreg de unități de timp. Impulsul u_7 este un rezultat al diferențierii frontului scăzător al impulsului u_6 în momentul $t=t_1$ (fig.3). Ținând seama de întârzierea ε a semnalului în circuitele de diferențiere de la ieșirea CEM 2(3) și de transferurile prin inversoare, rezultă :

$$u_8 \Rightarrow P(t-w+\varepsilon+1). \quad (4)$$

Prontul scăzător al impulsului de la ieșirea CEM 2(3) trebuie să apară în timp, ulterior răspunsului rețelei, astfel că porțile 4 sau 5 să se deschidă numai dacă semnalul u_1 persistă, adică numai dacă puterea reactivă nu a fost compensată total.

O nouă inițializare a impulsului u_6 (fig.3), în condițiile existenței unei puteri reactive, se produce la $t=t_2$, după transferul semnalului prin porțile 4 sau 5, 2 sau 3 și un inversor (fig.2).

Având în vedere durata unică a transferurilor de semnal prin

elementele circuitului față de t_w , temporizarea totală va fi

$$t = t_w + \varepsilon + 1 \approx t_w \quad (5)$$

Durata temporizării t_w poate fi reglată prin modificarea elementelor R, C ale CBM echipat cu un circuit integrat CDB 4121E.

Concluzii

Avînd la bază unele proprietăți fundamentale ale circuitelor logice elementare și proprietățile de întârziere ale semnalelor cu ajutorul circuitelor regenerative și a registrelor de deplasare

1,2, structura prezentată în figura 2 are un caracter de noutate.

Circuitele de temporizare numerice ca cele din figura 1d,e și figura 2, nu rezolvă strict numai întârzierea controlată în timp a semnalelor, ci și probleme relativ complexe de automatizare.

Bibliografie

- [1] MORRIS, R.L. ș.a. Proiectarea cu circuite integrate TTL. Editura tehnică, București, 1974.
- [2] L.M.GOLDENBERG. Teoria și calculul circuitelor de impulsuri. Editura tehnică, București, 1972.
- [3] BOGDAN, R.C. Memoriile calculatoarelor electronice. Funcționare și utilizare. Editura tehnică, București, 1975.
- [4] CRUTU, GH. ș.a. Metodă de implementare cu elemente electronice a protecției motoarelor electrice. Buletinul Universității din Brașov.

GH.CRUTU și GH.DUDITA

TEMPORIZAREA NUMERICA A UNOR SEMNALE DE COMANDA

Rezumat

In lucrare se prezintă un circuit de temporizare numerică utilizat într-un sistem automat de reglare a factorului de putere a unei rețele electrice monofazate. Principiul care stă la baza acestui circuit poate fi extins și asupra altor structuri de circuite pentru temporizarea numerică.

DIE NUMERISCHE ZEITVERZÖGERUNG VON STEUERSIGNALEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird ein in einem automatischen Regelungssystem des Leistungsfaktors eines elektrischen einphasigen Netzes verwendeter Zeitverzögerungstromkreis bekanntgemacht. Das diesem Stromkreis zugrundeliegende Prinzip kann auf andere numerische Zeitverzögerungstromkreise ausgedehnt werden.

LEGAREA IN SERIE A TIRISTOARELOR IN CONVERTOARE DE MEDIE FRECVENTA

Dr.ing. I. Székely, șef lucrări la Universitatea
din Brașov;

Ing. V. Szentgyörgyi, cercetător la Universitatea
din Brașov.

1. Introducere

În aplicațiile industriale ale convertoarelor se ivește adesea necesitatea legării în serie a tiristoarelor, deoarece tensiunile de blocare directe și (sau) inverse depășesc valoarea maxim admisibilă, care se alege de obicei sub $(0,6 \dots 0,7)U_{Tm}$, U_{Tm} fiind tensiunea maximă repetitivă, catalogată. Prin corecta dimensionare a elementelor din circuitele ajutătoare precum și a schemei de comandă trebuie să se rezolve următoarele probleme: repartizarea tensiunii de blocare dinamice și statice inverse între tiristoare; repartizarea tensiunii de blocare dinamice și statice directe între tiristoare; asigurarea intrării în conducție a tuturor tiristoarelor înseriate. În această lucrare se vor prezenta rezultatele cercetărilor noastre privind problemele enumerate mai înainte, ivite la realizarea unui invertor de medie frecvență (8 kHz) de putere medie (50 kW) utilizat la călirea prin curenți de medie frecvență. Metodica de calcul expusă aici reprezintă extinderea unor metodici existente, incomplete, la utilizări specifice frecvențelor ridicate.

2. Repartizarea tensiunilor de blocare pe elemente

Protecția tiristoarelor împotriva supratensiunilor de comutație se realizează cu grupuri RC conectate în paralel cu elementele semiconductoare, care se pot dimensiona din considerente de tensiune de vîrf minimă sau du/dt minim [1]. Deoarece aceleași grupuri vor trebui să asigure și repartizarea tensiunilor pe tiristoarele legate în serie, acestea trebuie verificate în condițiile de blocare inversă, respectiv de intrare în conducție.

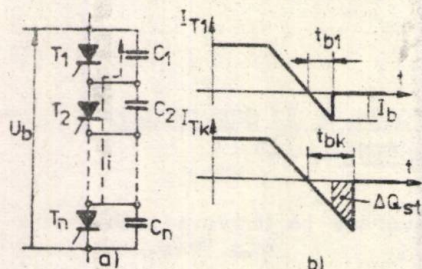


Fig. 1

În figura 1 s-au considerat numai condensatoarele de repartizare a tensiunii și că tiristorul T_1 se blochează primul, avînd cea mai mică sarcină stocată Q_{1st} . Dintre toate tiristoarele inseriate T_k are cel mai mare timp de blocare t_{bk} (fig. 1b). În momentul blocării lui T_1 , condensatorul C_1 trebuie să pre-

ia curentul invers I_b , care a trecut prin lanțul de tiristoare. La corectă dimensionare a condensatoarelor, după ce C_1 preia sarcina suplimentară stocată ΔQ_{st} , tensiunea pe aceasta nu trebuie să depășească valoarea maximă U_{Tm} a tiristorului.

Dacă se ține cont de faptul că condensatoarele se fabrică cu dispersie de $\pm 5\%$, $\pm 10\%$ sau $\pm 20\%$, notînd cu ε această dispersie, cea mai defavorabilă situație este cînd

$$C_1 = (1 - \varepsilon)C ; C_2 = C_3 = \dots = C_n = (1 + \varepsilon)C. \quad (1)$$

Notînd cu k factorul de supraoscilație a tensiunii pe tiristoare ($k = U_{bv}/U_{b1}$, unde U_{bv} este tensiunea de blocare de vîrf, utilizată la dimensionarea grupurilor RC), atunci rezultă valoarea tensiunii de vîrf pe condensatorul C_1 , dacă toate celelalte tiristoare se blochează ulterior lui T_1 :

$$U_{T1} = U_{cv} = \left(k \frac{U_b}{n} + \frac{\Delta Q_{st}}{nC} \right) \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}. \quad (2)$$

Dacă se ține cont și de faptul că curenții de blocare prin tiristoarele neblocați nu au valori egale, în timp ce prin T_1 curentul este zero, prin celelalte trece curentul ΔI_b , sub acțiunea căruia tensiunea pe condensatorul C_1 înregistrează o creștere monotonă suplimentară, Δu_c , care se adaugă la expresia (2):

$$u_c = \frac{\Delta I_b t_{tb}}{C(1 - \varepsilon)}, \quad (3)$$

unde t_{tb} este timpul total de conducție a curentului ΔI_b , adică pînă cînd tensiunea totală de blocare U_b se aplică la bornele

celor n tiristoare inseriate.

A doua problemă este cea a repartizării tensiunii de blocare directe la intrarea în conducție a tiristoarelor. Dacă tiristoarele nu intră simultan în conducție, tensiunea anodică aplicată întregului braț

se va aplica unui număr descrescător de elemente, aplicându-se în final pe acel tiristor care va intra ultimul în conducție. Pentru a preveni distrugerea tiristoarelor prin supratensiune anodică, se folosesc aceleași grupuri RC

(fig.2a) ca mai înainte.

Intârzierea ultimului

tiristor, intrat în conducție față de primul intrat în conducție este Δt_c , după cum este indicat în curbele de variație ale procesului tranzistoriu (fig.2b). Dacă constanta de timp a grupului RC, conectat în paralel cu tiristorul T_1 , care intră ultimul în conducție, este mult mai mare decât intârzierea Δt_c , condensatorul constituie un scurtcircuit. În aceste condiții tensiunea aplicată tiristorului T_1 , în primă aproximație este :

$$U_{T1} = \frac{U_c}{L} R \Delta t_c, \quad (4)$$

L fiind inductivitatea echivalentă a circuitului de putere; în relația (4) s-a considerat că tensiunea inițială pe condensatorul C_1 este nulă. Dacă această tensiune nu este nulă, atunci în loc de tensiunea U_c se va considera diferența $U_c - U_{c1}$, U_{c1} fiind tensiunea inițială prin condensator.

Tensiunea aplicată pe tiristor se poate determina corect numai pe calea rezolvării ecuației diferențiale a circuitului RLC.

Tensiunea inițială U_{c1} se determină cu relații similare cu (2) și (3) în care $\Delta Q_{st} = 0$:

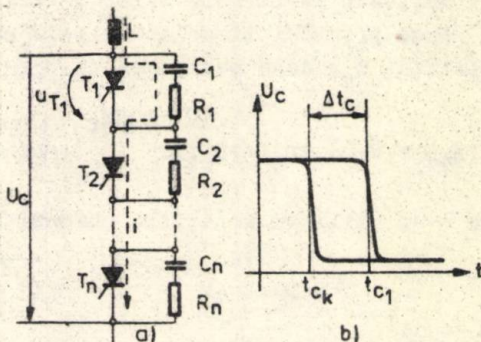


Fig.2

$$U_{c1} = \frac{U_c}{n} \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} + \frac{\Delta I_{ct} t_c}{C(1 - \varepsilon)}, \quad (5)$$

timpul t_{tc} fiind timpul cît tensiunea de blocare pozitivă U_c este aplicată la bornele celor n tiristoare înseriate.

Dacă procesul tranzitoriu este oscilatoriu, tensiunea pe tiristorul T_1 , după scurgerea timpului de întârziere Δt_c este:

$$U_{T1} = U_c - (U_c - U_{c1}) e^{-\delta \Delta t_c} \left(\cos \omega \Delta t_c - \frac{\delta}{\omega} \sin \omega \Delta t_c \right), \quad (6)$$

unde s-au utilizat notațiile obișnuite :

$$\delta = R/2L \text{ și } \omega = \sqrt{(1/LC) - \delta^2}.$$

Dacă oricare din tensiunile U_{T1} calculate cu relațiile (2) și (6) depășește valoarea maximă admisibilă U_{Tm} , trebuie modificate elementele grupului RC (se mărește valoarea condensatorului), se reface calculul precedent și se verifică eficiența grupului la supratensiuni de comutație.

La frecvență industrială, puterea disipată pe rezistențele grupurilor RC este doar de câțiva wați. La frecvențe medii reactanța capacitivă devine comparabilă cu rezistența lanțului de protecție, pierderile atingînd, la o frecvență de 2,7 kHz și valoare maximă de 2,1 kV a tensiunii de blocare a trei tiristoare de 170 A, legate în serie, valoarea de 80 W. Valoarea grupurilor calculate, pe baza considerațiilor amintite, este $R = 22 \Omega$, $C = 0,25 \mu F$.

3. Circuitul de comandă al tiristoarelor înseriate

Pentru a preîntîmpina dificultățile legate de intrarea treptată în conducție a tiristoarelor înseriate, se impun anumite condiții impulsurilor de comandă aplicate tiristoarelor.

Etajul final al unui sistem de comandă (fig.3a) constă din amplificatorul final AF, care prin transformatorul de impulsuri cu n secundare, aplică impulsuri de comandă simultan tuturor tiristoarelor legate în serie. În primul rînd impulsul de comandă trebuie să aibă lățime adecvată schemei de putere, curentul și tensiunea de comandă (I_g , U_g) să asigure încadrarea în limitele caracteristicii de comandă superioare 1, inferioare 2 și hiperbola de disipație admisibilă 3 (fig.3b). Pentru asigurarea intră-

rii simultane în conducție a tiristoarelor sînt necesare impulsuri de comandă cu pantă de $(1 \dots 6) \text{ A}/\mu\text{s}$ și amplitudine de $(0,5 \dots 2) \text{ A}$, în funcție de tipul tiristorului.

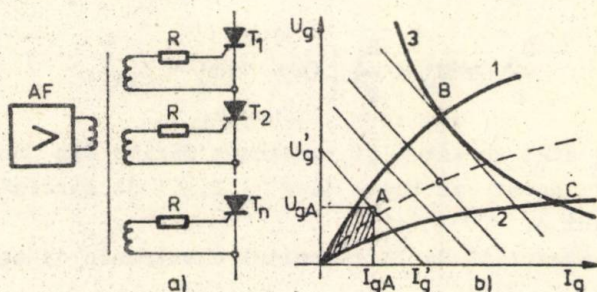


Fig. 3

Se pune problema dimensionării rezistențelor R de limitare a curentului de comandă, determinarea raportului de transformare optim pentru o tensiune de alimentare U_a a schemei electronice a amplificatorului final și rezistența internă echivalentă R_i a sistemului de comandă.

În figura 4 se dă schema echivalentă a sistemului din figura 3a. Rezistențele R_{Tj} sînt rezistențele neliniare ale joncțiunii de comandă a tiristoarelor. Pentru calcul se folosesc curbele de comandă de catalog ale tiristoarelor utilizate, la temperatura minimă a joncțiunii. Zona hășurată a caracteristicii (fig. 3b) indică zona comenzii nesigure; astfel toate liniile de sarcină a celor n ieșiri ale sistemului de comandă trebuie să treacă deasupra punctului A.

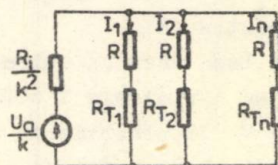


Fig. 4

Scrind teorema lui Kirchhoff pentru schema echivalentă (fig. 4) rezultă tensiunea aplicată tiristorului oarecare j :

$$U_{gj} = R_{Tj} I_j = \left(\frac{U_a}{k} - \frac{R_i}{k^2} \sum_{j=1}^n I_j \right) - R I_j, \quad (7)$$

care reprezintă ecuația dreptei de sarcină, avînd panta R . Dacă tensiunea de alimentare U_a este stabilizată, în cazul limită, cea mai joasă linie de sarcină trebuie să treacă prin punctul A în care există inegalitatea :

$$\frac{U_a}{k} \geq U'_g + \frac{R_i}{k^2} \left[(n-1)I'_g + I_{gA} \right], \quad (8)$$

unde I'_g și U'_g sînt curentul și tensiunea maxime din joncțiunea de comandă. În acest caz toate $(n-1)$ linii de sarcină trec deasupra punctului A .

Puterea absorbită de la circuitul electronic de comandă este :

$$P = \frac{1}{2} I'_g \left[(n-1)I'_g + I_{gA} \right] \left[R + R_{Tj} + \frac{R_i}{k^2} (n-1 + \frac{I_{gA}}{I'_g}) \right], \quad (9)$$

R_{Tj} fiind rezistența statică minimă a circuitului de comandă pe caracteristica de comandă inferioară 2 (fig.3b), iar η randamentul transformatorului. Pentru ca puterea să fie minimă trebuie ca termenul $(n-1)I'_g + I_{gA}$ să fie minim. Pentru aceasta rezistența de limitare R se determină ca fiind panta liniei de sarcină trasate prin punctul A , astfel încît acesta să împartă linia în două segmente egale, caz în care aria subîntinsă este minimă, deci puterea minimă. Cu aceasta sînt definite valorile I'_g și U'_g și se pot alege perechile de valori (R_i, k) care satisfac condiția (8).

Pe baza acestui calcul, la instalația de călire amintită, utilizînd tiristoare T 607, au rezultat : $k = 1$, $R_i \leq 125 \Omega$, $U_a = 35$ V. Impulsurile de comandă obținute au panta de $2A/s$, amplitudinea de $1,6$ A și lățimea de $18 \mu s$ cu frecvență de repetiție $1,3$ kHz pe braț.

4. Concluzii

Cunoscînd circuitul de putere concret în care trebuie înseriate tiristoarele, se determină grupurile RC pentru reducerea supratensiunilor de comutație. Aceste grupuri se vor verifica dacă asigură repartizarea tensiunii inverse pe tiristoare, la blocare (rel.(2) și (3)) precum și repartizarea tensiunii de blocare directe la intrarea în conducție a tiristoarelor (rel.(5) și (6)). În cazul că grupurile alese nu corespund, se vor lua valori modificate ale rezistenței și capacității, refăcînd calculele de

verificare. Alegerea sistemului de comandă se face din considerente de intrare sigură în conducție a tuturor tiristoarelor înseriate pe braț și de consum de putere minim din partea circuitului de comandă. Calculele efectuate pe baza datelor de catalog ale tiristoarelor utilizate, s-au verificat pe un invertor de putere de medie frecvență cu tiristoare.

Bibliografie

- [1] Mc. MURRAY, W. Optimum Snubbers for Power Semiconductors. IEEE Transactions, IA, sept./oct., 1972.
- [2] CSAKI, F. s.a. Teljesítményelektronika. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1971.
- [3] STARTEV, A.D. Rascet shemf odnovremennogo upravleniia gruppoy tiristorov. Elektromekhanika, 1976, nr.2.
- [4] x x x SCR Manual. Ed 5. General Electric, Syracuse, New York, 1972.

I. SZÉKELY, V. SZENTGYÖRGYI

LEGAREA IN SERIE A TIRISTOARELOR IN CONVERTOARE
DE MEDIE FRECVENTA

Rezumat

In lucrare se prezintă problemele specifice legării în serie a tiristoarelor în convertoare de medie frecvență: dimensionarea și verificarea grupurilor RC de distribuție a tensiunilor de blocare directe și inverse, precum și cerințele față de circuitul de comandă și alegerea unor elemente ale acestuia. Verificarea calculelor s-a făcut pe un invertor de medie frecvență cu tiristoare.

LA CONNEXION EN SERIE DES THYRISTORS DANS LES
CONVERTISSEURS À MOYENNE FRÉQUENCE

Résumé

Dans ce travail on présente les problèmes spécifiques de la connexion en série des thyristors dans les convertisseurs à moyenne fréquence: le calcul des valeurs et la vérification des circuits RC de distribution de la tension de blocage directe et inverse, comme aussi les exigences relatives au circuit de commande et le choix de quelques éléments de celui-ci. On y effectue la vérification des calculs sur un onduleur à moyenne fréquence à thyristors.

DETECTOR DE APROPIERE

Ing. S.G. Boeriu, asistent la Universitatea din Braşov;
Ing. M.Lungu, cercetător la Universitatea din Braşov.

Realizarea ciclurilor de lucru necesare obţinerii diferitelor piese presupune echiparea maşinilor-unelte cu aparataj electric adecvat. În acest sens un rol deosebit îl joacă limitatorul de cursă. Prezintă însă dezavantajul că are componente mobile, motiv pentru care numărul de acţionări este limitat. Soluţia propusă elimină acest dezavantaj, utilizarea ei contribuind la îmbunătăţirea parametrilor tehnici şi calitativi ai maşinilor-unelte.

1. Descrierea circuitului electric propus

Circuitul este redat în figura 1. El se compune din următoarea-

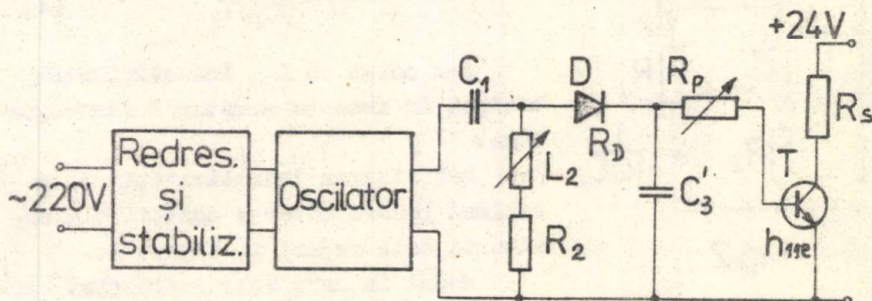


Fig.1

rele elemente :condensatorul C_1 , bobina de inductivitate variabilă L_2 şi rezistenţă proprie R_2 , dioda semiconductoră D , condensatorul C_3 , potenţiometrul R_p şi tranzistorul T cu rezistenţa de sarcină R_s în colector.

Funcţionarea circuitului propus, componentă a detectorului de apropiere, se bazează pe modificarea inductivităţii bobinei, deci este necesar ca circuitul de bază C_1 , L_2 să fie alimentat în curent alternativ. Din considerente de gabarit se foloseşte o tensiune alternativă cu o frecvenţă de zeci de kHz, furnizată de un oscilator.

Intregul montaj se alimentează în curent continuu prin intermediul unui redresor și a unui stabilizator de tensiune.

Modificarea inductivității L_2 cu ajutorul unei armături feromagnetice duce la modificarea curentului de încărcare a condensatorului C_3 . Grupul D , C_3 , R_p și h_{11e} (impedanța de intrare în tranzistorul T) formează un detector serie. Tranzistorul T și potențiometrul R_p constituie totodată un detector de nivel. Problemele referitoare la dimensionarea unui astfel de circuit sînt tratate în [4].

2. Analiza circuitului

Pentru analiza circuitului se are în vedere că grupul R_p , C_3 , R_p și h_{11e} constituie o impedanță în paralel cu L_2 și R_2 . În figura 2 se prezintă circuitul electric echivalent rezultat.

Se consideră acest circuit alimentat cu o tensiune (U) de frecvență f_0 , unde :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi \sqrt{L_{20} C_1}} \quad (1)$$

S-a notat cu L_{20} inductivitatea bobinei în absența armăturii feromagnetice.

Modificarea inductivității L_2 a bobinei pentru diverse poziții ale armăturii este redată în figura 3.

Modul în care este influențat curentul I_3 (figura 2) la modificarea inductivității L_2 se deduce în continuare.

Curentul I_3 se determină cu expresia :

$$I_3 = \frac{U Z_2}{Z_1 Z_2 + Z_3 (Z_1 + Z_2)} \quad (2)$$

unde :

$$Z_1 = -jX_1 = \frac{1}{j\omega_0 C_1} \quad (3)$$

$$Z_2 = R_2 + jX_2 = R_2 + j\omega_0 L_2 \quad (4)$$

$$\underline{Z}_3 = R_3 - jX_3 = R_3 + \frac{1}{j\omega_0 C_3} \quad (5)$$

Circuitul fiind alimentat la frecvența f_0 , curentul în condiții de rezonanță, I_{30} , este dat de relația :

$$I_{30} = \frac{U Z_2}{Z_1 Z_2 + Z_3 R_2} \quad (6)$$

Cu ajutorul relațiilor (2) și (6) se obține dependența $\frac{I_3}{I_{30}} = f\left(\frac{L_2}{L_{20}}\right)$, redată în figura 4. Pentru aceasta s-au folosit valorile

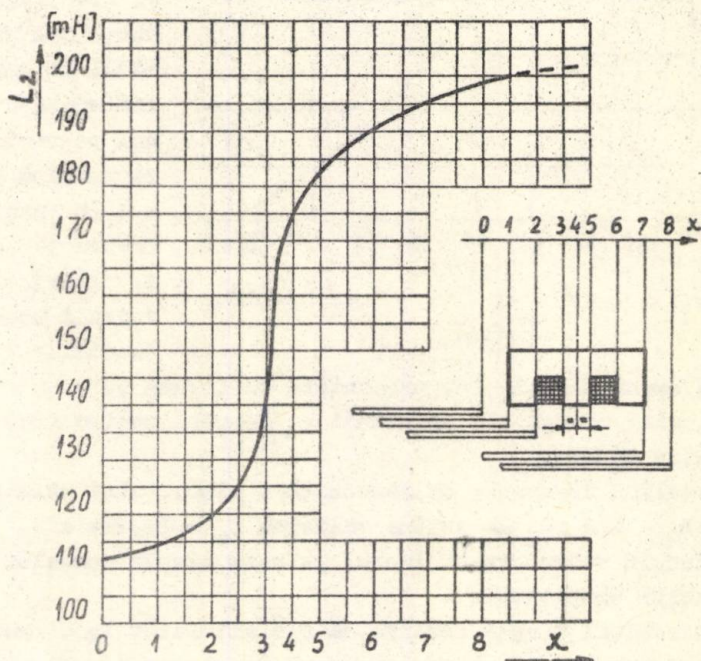


Fig.3

componentelor circuitului experimental.

Aceeași dependență se obține și în cazul menținerii constante a inductivității L_2 (R_2 suficient de mic), dar variind frecvența conform relației :

$$\frac{L_2}{L_{20}} = \left(\frac{f}{f_0}\right)^3 X_3 / \left[X_1 \left(\frac{f}{f_0}\right)^3 - X_1 \left(\frac{f}{f_0}\right)^2 + X_3 \right]; R_3 \approx 0. \quad (7)$$

3. Date experimentale

Pentru determinările experimentale s-a folosit circuitul prezentat în figura 1, oscilatorul putînd furniza semnale sinusoidale de amplitudini și frecvențe variabile. S-a urmărit modul în care este influențată tensiunea pe rezistența de sarcină $R_s = 2,7 \text{ k}\Omega$ în funcție de frecvență la diverse valori ale amplitudinii tensiunii $\underline{U}$. Familiile de curbe

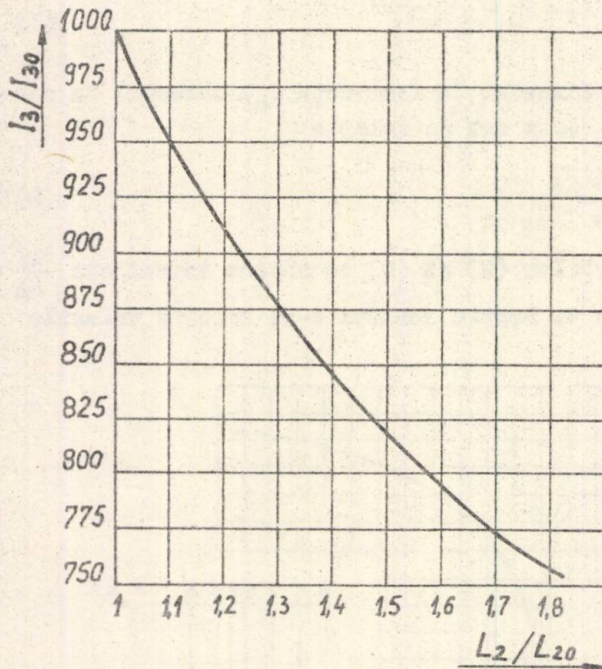


Fig. 4

ridicate experimental sînt prezentate în figura 5.

Valorile maxime ale tensiunii $\underline{U}_s$ rezultă pentru frecvența de aproximativ 29 kHz.

Calculînd frecvența de rezonanță a circuitului utilizat ($C_1 = 265 \text{ pF}$, $L_2 = 112 \text{ mH}$) se obține valoarea $f_0 = 29,214 \text{ kHz}$.

Avînd în vedere acest lucru, pe baza alurei curbelor din figura 5, rezultă următoarele :

- circuitul propus trebuie să fie alimentat la o frecvență egală cu frecvența de rezonanță, dacă tensiunea de alimentare are amplitudinea de $1 V_{vv}$ sau $1,5 V_{vv}$;
- pentru tensiuni de alimentare peste $2 V_{vv}$ frecvența se alege între 25 și 29 kHz.

4. Schema de principiu a detectorului de apropiere

Această schemă se prezintă în figura 6. Alimentarea se face fără transformator, iar oscilatorul este de tip Colpitts [3]. Alte tipuri de oscilatoare, avînd caracteristici speciale, sînt prezentate în [1]. În locul rezistenței de sarcină $R_s = 2,7 \text{ k}\Omega$

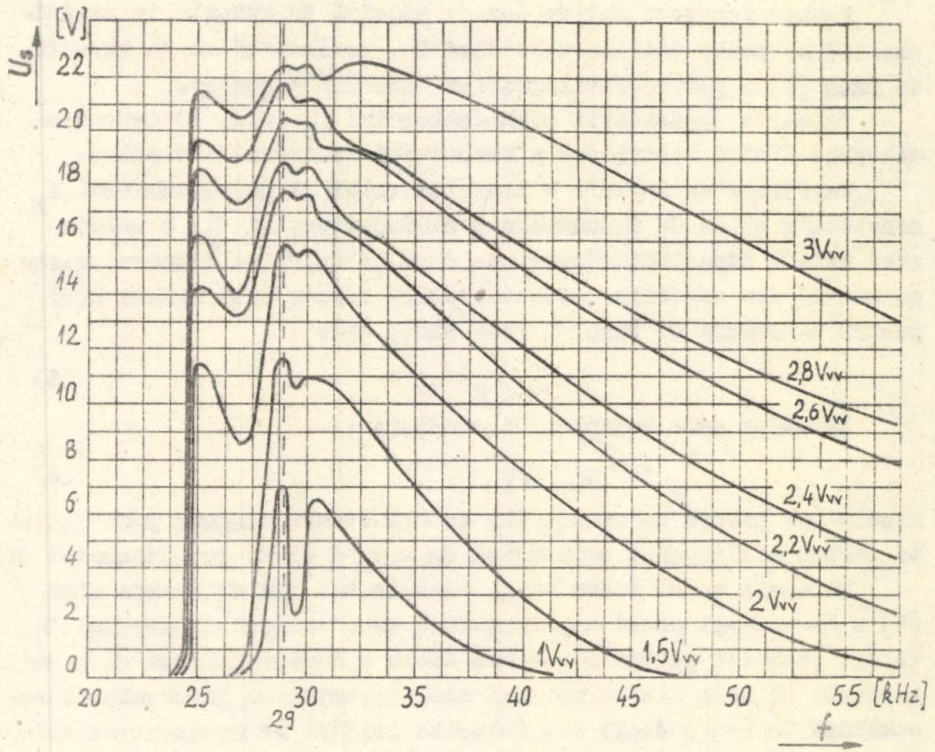


Fig.5

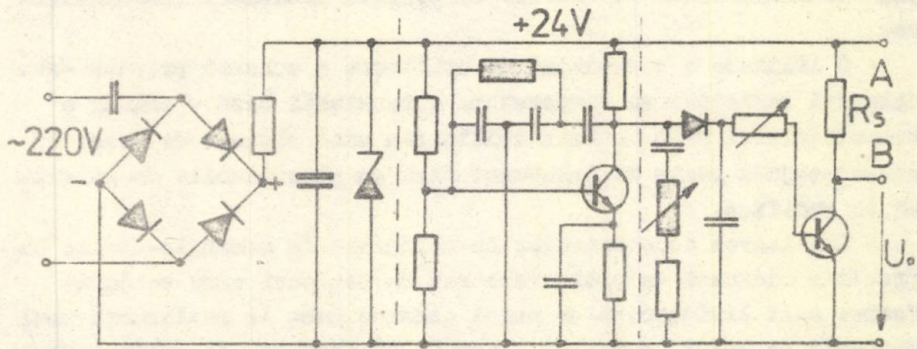


Fig.6

s-a utilizat și un releu miniatură la 24 V_{cc} (pentru U = 2,6 V_{vv}).

Pentru fenomene rapide (ex. : mișcări de rotație la mașini-unelte) se poate utiliza tensiunea U_o, prelucrată cu un circuit de prag [2], pentru oscilografieri sau înregistrări.

Valoarea capacității condensatorului C₃' (fig. 1) determină valoarea limită superioară a frecvenței fenomenului studiat.

Impedanța de intrare a tranzistorului și potențiometrul R_p constituie calea de descărcare a condensatorului C₃'. O valoare prea mare a capacității acestuia duce la apariția distorsiunilor de neurmărire specifice detectoarelor. Aceste distorsiuni apar pentru constanta de timp τ prea mare, unde :

$$\tau = C_3'(R_p + h_{ie}). \quad (8)$$

Deoarece este îndeplinită condiția :

$$h_{ie} \gg R_p, \quad (9)$$

rezultă că pentru un anumit tip de tranzistor singura posibilitate pentru modificarea constantei de timp o oferă condensatorul C₃'.

Totodată nu se poate alege capacitatea lui C₃' foarte mică [4]. În aceeași sursă bibliografică este indicat intervalul de valori posibile pentru C₃'. Acest lucru a fost verificat cu o capacitate C₃' de o mie de ori mai mică (apartinând intervalului recomandat în [4]) decât cea folosită inițial în montajul experimental. Variațiile de tensiune pe sarcină s-au obținut conform celor din figura 5.

Tranzistorul T avînd rol de detector de nivel, s-a prevăzut în montaj potențiometrul R_p pentru a putea regla momentul comutării tranzistorului în funcție de poziția armăturii feromagnetice.

O limitare a domeniului de utilizare a schemei propuse este datorată variației cu temperatura a tensiunii bază - emitor a tranzistorului T [6]. Prin utilizarea unui circuit de prag [2] acest neajuns poate fi înlăturat fără ca dimensiunile de gabarit să se modifice.

Utilizarea detectoarelor de apropiere la mașinile-unelte cu precizie ridicată de prelucrare sau cu regimuri care solicită foarte mult limitatoare de cursă clasice duce la realizarea unei economii de metal, aparataj electric și energie. În același timp crește și siguranța în funcționarea acestora. Avînd un timp de răspuns mic, detectoarele de apropiere pot fi utilizate și ca transductoare de rotație.

Bibliografie

- [1] BAJEU, G., STANCU, GH. Generatoare de semnale sinusoidale. Ed. tehnică, București, 1979.
- [2] FEIER, I. ș.a. Dioda Zenner. Ed. tehnică, București, 1975.
- [3] HELLYER, H.W. Radio și televiziune. Ed. tehnică, București, 1976.
- [4] PATRAS, N. Etaje de detecție. Ed. tehnică, București 1970.
- [5] TIMOTIN, A. ș.a. Lecții de Bazele Electrotehnicii. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1970.
- [6] VATASESCU, A. ș.a. Amplificatoare și oscilatoare. Ed. tehnică, București 1972.

BOERIU, S.G., LUNGU, M.

DETECTOR DE APROPIERE

Rezumat

Studiul privind funcționarea circuitului electric propus, component al detectorului de apropiere, urmărește stabilirea condițiilor de obținere a unei sensibilități maxime. Detectorul de apropiere poate fi folosit atât ca limitator de cursă cât și ca traductor de turații.

PROXIMITY DETECTOR

Summary

The study referring to the behaviour of the proposed electrical circuit, constituent part of the proximity detector, has in view to establish the conditions in which a maximum sensibility is obtained. The proximity detector can be used both as a limit stop and a revolutions transducer.

IMPLEMENTAREA UNUI AUTOMAT FINIT CU CONTACTE ELECTRICE FARA PIESE IN MISCARE

Ing. Aurel Fratu, asistent la Universitatea Braşov.

1. Introducere

În literatura de specialitate se cunosc diferite metode de implementare a automatelor finite printre care şi implementarea cu contacte electrice. Autorul îşi propune să trateze un automat finit particular, implementat cu contacte electrice fără piese în mişcare ; folosind pentru aceasta noţiuni de teoria automatelor finite cunoscute în literatură [1], [2], [3].

Automatul finit propus de autor a fost brevetat sub denumirea de "Sistem electric de sesizare a nivelului de ulei" [4], care este prezentat mai jos :

2. Descrierea sistemului şi modul de funcţionare

Schema principală a sistemului electric de sesizare a nivelului de ulei este prezentată în figura 1. Sistemul serveşte la automatizarea menţinerii între două cote $h_{\min}$ şi $h_{\max}$ a uleiului, din rezervoarele de ungere a anumitor instalaţii.

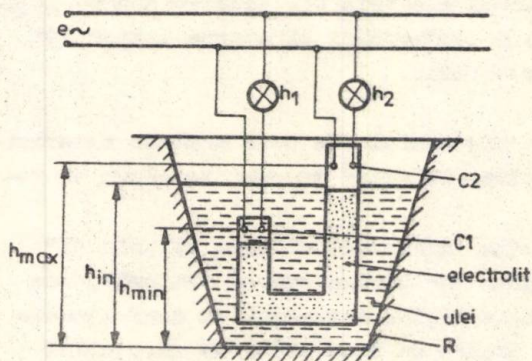


Fig.1

Să presupunem că nivelul uleiului din rezervorul R se află între cele două limite $h_{\min}$ și $h_{\max}$, deci un nivel intermediar h_{in} . Dacă nivelul uleiului datorită consumării lui scade, pe măsura scăderii lui, electrolitul din tub va urmări nivelul uleiului din rezervor, coborînd în brațul lung al tubului și urcînd în brațul scurt pînă în zona contactului C1. Prin închiderea contactului normal deschis C1 lampa h1 se va aprinde furnizînd o informație sub forma unui

Sistemul propriu-zis este constituit dintr-un tub în formă de U cu brațe neegale, dintr-un material electroizolant, în capetele căruia sînt montate contacte electrice normale deschise ; cîte unul în fiecare capăt.

Să presupunem că ni-

semnal luminos. Prin aprinderea lămpii h_1 se semnalizează poziția de nivel minim, $h_{\min}$, a uleiului din rezervor.

În mod analog se petrec lucrurile în cazul creșterii nivelului de ulei din rezervor, când electrolitul va coborî în brațul scurt și va urca în brațul lung al tubului, închizînd contactul normal deschis C2. Prin urmare lampa h_2 va semnaliza prin aprinderea ei poziția de maxim, $h_{\max}$, a uleiului din rezervorul R.

Sistemul descris se pretează la automatizarea menținerii între două limite $h_{\min}$ și $h_{\max}$ a uleiului într-un rezervor, folosind în mod adecvat informația furnizată de cele două automate finite elementare corespunzătoare contactelor electrice C1 și C2.

3. Codificarea seturilor $X_1, Z_1, Y_1, X_2, Z_2, Y_2$ pentru automatele corespunzătoare contactelor C1 și C2

Cunoscînd suportul fizic pentru mărimile de intrare, stare și de ieșire se vor stabili cele șase seturi (alfabete) $X_1, Z_1, Y_1, X_2, Z_2, Y_2$.

Alfabetul de intrare pentru automatul corespunzător contactului C1 este format din mărimile $h_{\min}$ și $h_{\max}$. Dacă asociem valoarea logică "1" nivelului minim de ulei, iar valoarea logică "0" nivelului intermediar de ulei, alfabetul de intrare va fi: $X_1 = \{1, 0\}$.

Setul de stări Z_1 este format din cele două variabile de stare materializate de contactul electric C1. Asociem starea logică "1" pentru starea închisă a contactului și starea logică "0" pentru starea deschisă a contactului.

Vom avea $Z_1 = \{1, 0\}$.

Cunoscînd funcționarea sistemului din cele arătate anterior să stabilim alfabetul de ieșire, folosind metoda tabelară de reprezentare a automatelor.

Dacă codificăm informația furnizată de lampa h_1 prin "1" pentru starea "aprinsă" și prin "0" pentru starea "stinsă", vom obține alfabetul de ieșire $Y_1 = \{1, 0\}$. Automatul cu două semnale de intrare, două semnale de ieșire și două stări se reprezintă prin metoda tabelară în tabelul 1.

Se observă că ieșirile depind doar de setul stărilor, deci automatul este de tip Moore.

Referitor la contactul C2 se obține un automat similar cu primul, avînd alfabetul de intrare $X_2 = \{1, 0\}$, mulțimea de stări $Z_2 = \{1, 0\}$ și alfabetul de ieșire $Y_2 = \{1, 0\}$. În acest automat s-a codificat cu "1" nivelul $h_{\max}$ și cu "0" nivelul $h_{\min}$ pentru alfabetul de intrare. Stările și ieșirile s-au codificat ca la primul auto-

Tabelul 1

Starea	Intrarea	1		0	
		1	1	0	0
1		1	1	0	0
0		1	1	0	0

mat și anume cu "1" starea "închisă" a contactului C2 respectiv "aprinsă" a lămpii h2 și cu "0" starea "deschisă" a contactului C2 respectiv "stinsă" a lămpii h2.

4. Codificarea seturilor X,Z,Y pentru automatul corespunzător sistemului analizat

Alfabetul de intrare al acestui automat este format din variabilele de comandă $x_1=h_{\min}$, $x_2=h_{in}$, $x_3=h_{\max}$. Variabilele de comandă conduc la matricea primitivă a stărilor prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2

Stare	Intrare							
	$\bar{x}_1\bar{x}_2\bar{x}_3$	$\bar{x}_1\bar{x}_2x_3$	$\bar{x}_1x_2\bar{x}_3$	$x_1\bar{x}_2\bar{x}_3$	$x_1\bar{x}_2x_3$	$\bar{x}_1x_2x_3$	$x_1x_2\bar{x}_3$	$x_1x_2x_3$
z_1	-	z_1	z_1	z_3	-	-	-	-
z_2	-	z_4	z_2	z_2	-	-	-	-
z_3	-	z_1	z_1	z_3	-	-	-	-
z_4	-	z_4	z_2	z_2	-	-	-	-

Semnificația stărilor este următoarea :

z_1 - starea "deschisă" a contactului C1 ;

z_2 - starea "deschisă" a contactului C2 ;

z_3 - starea "închisă" a contactului C1 ;

z_4 - starea "închisă" a contactului C2 .

(-) - semnifică dubla sau tripla modificare de variabile presupusă imposibilă, lucru ce rezultă și din analiza schemei fizice.

Pentru eliminarea hazardului logic determinat de dubla modificare de variabilă, se cere realizarea unei diferențe de nivel între coloanele de electrolit din laturile tubului, mai mică decât distanța pe verticală dintre cele două contacte electrice. În aceste condiții alfabetul de ieșire al automatului conține trei variabile : y_1 = lămpile h1 și h2 "stinsă", y_2 = lampa h1 "aprinsă", y_3 = lampa h2 "aprinsă".

Pentru obținerea matricei reduse a stărilor prezentată în

Stare	Intrare			Tabelul 3
	001	010	100	Ieșire
z_1	z_1	z_1	z_3	y_1
z_2	z_4	z_2	z_2	y_1
z_3	z_1	z_1	z_3	y_2
z_4	z_4	z_2	z_2	y_3

tabelul 3 s-a ținut cont de următoarele relații ce există între variabilele de comandă :

$$\begin{aligned} x_1 &\equiv \bar{x}_2 \equiv \bar{x}_3; \\ x_2 &\equiv \bar{x}_3 \equiv \bar{x}_1; \\ x_3 &\equiv \bar{x}_1 \equiv \bar{x}_2. \end{aligned} \quad (1)$$

Automatul tratat poate fi reprezentat cu ajutorul graficului prezentat în figura 2. Nodurile grafului reprezintă stările

automatului. Arcele între două noduri reprezintă tranzițiile iar variabilele notate pe arce reprezintă comenzile. Ieșirile sînt reprezentate în cercurile alăturate stărilor.

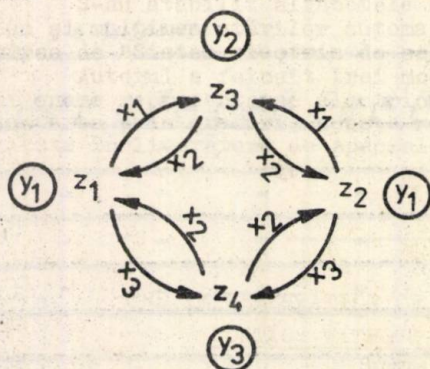


Fig.2

Concluzii

Automatul propus de autor este format din două automate de tip Moore, avînd același set de stări și același alfabet de ieșire. Acest automat este implementat cu contacte fără piese în mișcare.

În comparație cu alte automate ce efectuează aceeași funcție logică - dar implementate cu elemente electronice sau cu contacte cu piese în mișcare - automatul tratat prezintă următoarele avantaje :

- preț de cost scăzut, în comparație cu primele ;
- fiabilitate ridicată prin eliminarea fenomenelor de

hazard "logic" și "tehnologic" ce pot apărea la automatele implementate cu contacte electrice cu piese în mișcare datorită uzurii sau lipirii contactelor.

Bibliografie

- [1] GRĂNAGA, I. ș.a. Introducere algebrică în informatică. Ed. Junimea, Iași, 1973.
- [2] MUNTEANU, I. Șinteza automatelor finite. Editura tehnică, București, 1977.
- [3] SPRINCEANA, N. ș.a. Automatizări discrete în industrie. Editura tehnică, București, 1978.
- [4] FRATU, A. ș.a. Sistem electric de sesizare a nivelului de ulei. Brevet R.S.R. nr. 66668/28.XII.1976.

AUREL FRATU

IMPLEMENTAREA UNUI AUTOMAT FINIT CU CONTACTE
ELECTRICE FARA PIESE IN MISCARE

Rezumat

In lucrarea de față s-a tratat un automat finit particular implementat cu contacte electrice fără piese în mișcare folosind teoria automatului finit cunoscută în literatură.

S-au stabilit alfabetele de intrare respectiv de ieșire precum și mulțimea stărilor automatului brevetat în R.S.R. sub denumirea de "Sistem electric de sesizare a nivelului de ulei".

Autorul a folosit trei moduri de reprezentare a automatului și anume reprezentarea electrică, reprezentarea tabelară și reprezentarea prin grafuri; aceste reprezentări fiind cel mai des utilizate în literatura de specialitate.

THE IMPLEMENTATION OF AN FINITE AUTOMAT WITH ELECTRIC
CONTACTS WITHOUT MOVABLE PARTS

Summary

In the present work it's treated of a particular finite automat, implemented with electric contacts without movable parts, using the theory of the finite automat, well known in specialized literature.

There were established the input and output alphabets and the set for the states of the automat patented in the Socialist Republic of Romania under the name of "Electric System for Controlling the Oil Level".

The author used the following three ways of representing the automat : electric representation, table representation and graph representation ; these representations are the most frequently used in the specialized literature.

UTILIZAREA REDRESOARELOR COMANDATE, ÎN REALIZAREA
SISTEMELOR DE ROTATIE SINCRONA CU MOTOARE DE CURENT
CONTINUU

Ing. Ilie Alexie, asistent la Universitatea din Braşov;
Ing. Comnac Vasile, asistent la Universitatea din Braşov.

1. Introducere

Lucrarea de faţă prezintă un nou sistem de rotaţie sincronă cu motoare de curent continuu, alimentate prin redresoare comandate. Se prezintă considerentele teoretice, pe baza analizei schemei structurale a motorului de curent continuu, ce au permis obţinerea schemei structurale a sistemului de rotaţie sincronă, ce face obiectul lucrării de faţă. Obţinerea funcţiei de transfer din schema structurală a sistemului, permite determinarea condiţiilor de stabilitate ale acestuia.

Înlocuirea elementelor amplificatoare ale tensiunii de alimentare din schema structurală cu redresoare comandate, conduce la realizarea schemei electrice a unui astfel de sistem de rotaţie sincronă. Din aceasta reiese posibilitatea realizării sistemelor de rotaţie sincronă cu motoare de curent continuu utilizând redresoare comandate.

2. Structura sistemului de rotaţie sincronă realizat cu motoare de curent continuu

Pentru realizarea schemei structurale a sistemului, utilizăm ecuaţiile de tensiune şi de cuplu ale motorului de curent continuu cu excitaţie independentă în forma operaţională (1) cu neglijarea cuplurilor de frecare viscoasă [1], [2]:

$$\begin{aligned} U(s) &= C_e \Omega(s) + I(s)(R + sL); \\ M_m(s) &= C_m I(s) = M_r(s) + Js\Omega(s), \end{aligned} \quad (1)$$

în care :

- U - tensiunea de alimentare a indusului ;
- C_e - constanta de tensiune electromotoare la $\phi = \text{ct.}$;
- C_m - constanta de cuplu electromagnetic la $\phi = \text{ct.}$;
- I - curentul prin indus ; pentru Ω exprimat în rad/sec $C_e = C_m$;
- M_m - cuplul electromagnetic al motorului ;
- M_r - cuplul rezistent ;

- Ω - viteza unghiulară a rotorului ;
- R - rezistența totală a indusului ;
- L - inductivitatea corespunzătoare fluxului de reacție transversală a indusului.

Pe baza acestor ecuații se realizează schema structurală de comandă pe indus într-o formă simplificată (fig.1) în care :

$$T_i = \frac{L}{R} - \text{constanta electromagnetică a indusului ;}$$

$$K_a = \frac{C_m^2}{R} = - \frac{d M_m}{d \Omega} - \text{coeficientul de amortizare al motorului.}$$

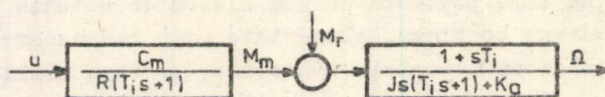


Fig.1

Din această schemă funcția de transfer a vitezei unghiulare față de tensiunea de alimentare este :

$$Y_{\Omega, U}(s) = \frac{\Omega(s)}{U(s)} = \frac{K_m}{(T_i s + 1) T_m s + 1} \quad (2)$$

unde :

$$K_m = \frac{1}{C_e} - \text{coeficientul de amplificare al motorului ;}$$

$$T_m = \frac{J R}{C_m^2} - \text{constanta de timp electromecanică a indusului.}$$

Funcția de transfer a vitezei unghiulare Ω față de cuplul rezistent perturbator ΔM_r va fi :

$$Y_{\Omega, \Delta M_r}(s) = \frac{R}{C_m} (T_i s + 1) Y_{\Omega, U}(s), \text{ unde: } \Delta M_r = M_{r2} - M_{r1}. \quad (3)$$

Utilizînd cîte un motor de curent continuu pe braț, iar ca mărime de intrare diferența dintre unghiurile de rotație (defazaj) ale rotoarelor, se obține schema structurală a sistemului de rotație sincronă (fig.2) [3].

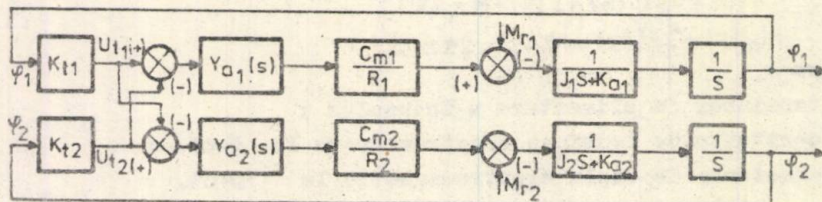


Fig.2

În această schemă s-a aproximat $T_i \approx 0$, deoarece $T_i \ll T_m$. Considerăm traductorul unghiular ca un element fără inerție cu coeficient de amplificare K_t . Pe fiecare braț este necesar un ampli-

ficator al tensiunii de alimentare cu funcția de transfer Y_a .

Dacă deplasăm punctele de aplicație ale perturbațiilor se obține schema structurală (fig.3) a sistemului cu aplicarea perturbațiilor la ieșire.

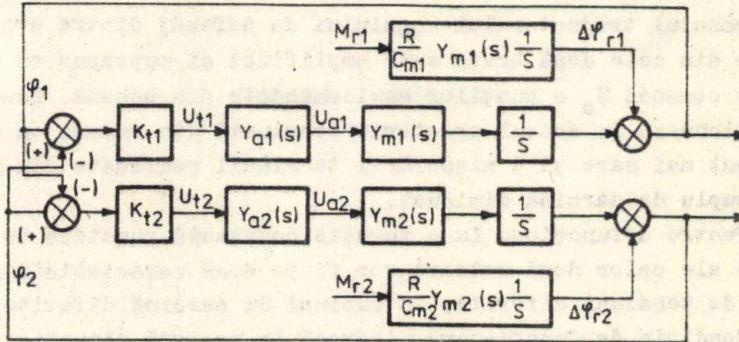


Fig. 3

unde : $Y_m(s) = \frac{C_m}{R} \frac{1}{sJ + K_a}$.

Din această schemă se poate obține o schemă mai simplă a sistemului de rotație sincron considerînd motoarele și amplificatoarele indentice (fig.4).

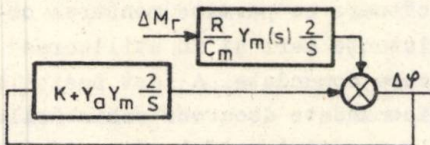


Fig. 4

În această funcție :

$A(s)$ - reprezintă polinomul caracteristic al funcției de transfer perturbației.

Pentru determinarea condițiilor de stabilitate se aplică polinomul $A(s)$ criteriul lui Hurwitz. Pentru amplificatoarele statice ale tensiunilor de alimentare fără elemente de inerție, stabilitatea este asigurată pentru orice valori pozitive. Pentru amplificatoare cu inerție ($Y_a(s) = \frac{K_a}{T \frac{s}{1} + 1}$), pentru o funcționare stabilă se obțin condiționări între coeficienții T_m , T_a și K (coeficientul de amplificare al sistemului deschis). Acestea determină un coeficient limită K_{lim} pentru amplificatorul tensiunii de alimentare. Mărirea capacității de încărcare se poate face prin introducerea unor circuite de corecție în paralel cu amplificatorul tensiunii de alimentare fără ca stabilitatea să fie afectată.

3. Stabilitatea sistemului

Pentru brațe identice

funcția de transfer a perturbației este :

$$Y_{\Delta\varphi, \Delta M_r}(s) = \frac{\Delta\varphi(s)}{\Delta M_r(s)} = \frac{\varphi_1(s) - \varphi_2(s)}{\Delta M_r(s)} = \frac{K}{A(s)}$$

4. Schema electrică a sistemului de rotație sincronă cu motoare de curent continuu alimentare prin redresoare comandate

Lucrarea prezintă schema unui sistem de rotație sincronă (fig.5) cu mașini de curent continuu.

Semnalul traductorului unghiului de defazaj dintre arborii mașinilor din cele două brațe este amplificat și suprapus cu tensiunea de comandă U_0 a punților semicomandate din schemă. Acest semnal acționează în sensul creșterii tensiunii din ramura cu cuplu rezistent mai mare și a micșorării tensiunii redresate din ramura cu un cuplu de sarcină diminuat.

Pentru a funcționa la o turație constantă punctele de funcționare ale celor două motoare vor fi pe două caracteristici mecanice de tensiuni diferite, la cupluri de sarcină diferite.

Condiția de funcționare sincronă în această situație este existența unui unghi de defazaj între rotoarele celor două motoare.

La sarcini egale turația sincronă este comandată de tensiunea U_0 și motoarele vor funcționa pe aceeași caracteristică mecanică de tensiune unghiul de defazaj dintre rotoare fiind zero.

Noutatea schemei constă în utilizarea unui traductor unghiular electronic fără contacte alunecătoare ce permite montarea celor două brațe ale sistemului la distanțe mari și în utilizarea alimentării motoarelor prin redresoare comandate. A fost posibilă utilizarea punților redresoare semicomandate deoarece schimbările de sarcini nu conduc la variații ale turației astfel că regimul de inverter al punților comandate nu prezintă interes.

Stabilitatea sistemului este corespunzătoare, fapt verificat în parte experimental.

Concluzii

În forma prezentată lucrarea reprezintă un nou sistem de rotație sincronă utilizând motoare de curent continuu. Repartizarea puterilor pe cele două brațe ale sistemului se realizează prin mărirea abaterii unghiului de decalaj $\Delta\varphi$ dintre rotoarele celor două motoare.

Față de sistemele clasice cu mașini asincrone lipsesc circuitele de transfer ale puterii la sarcini inegale și mașinile utilizate adesea în acest scop.

Variația turației sincrone se realizează mult mai ușor față de sistemele clasice prin modificarea tensiunii redresate, fapt ce constituie un avantaj esențial, ca și utilizarea într-o gamă largă de puteri.

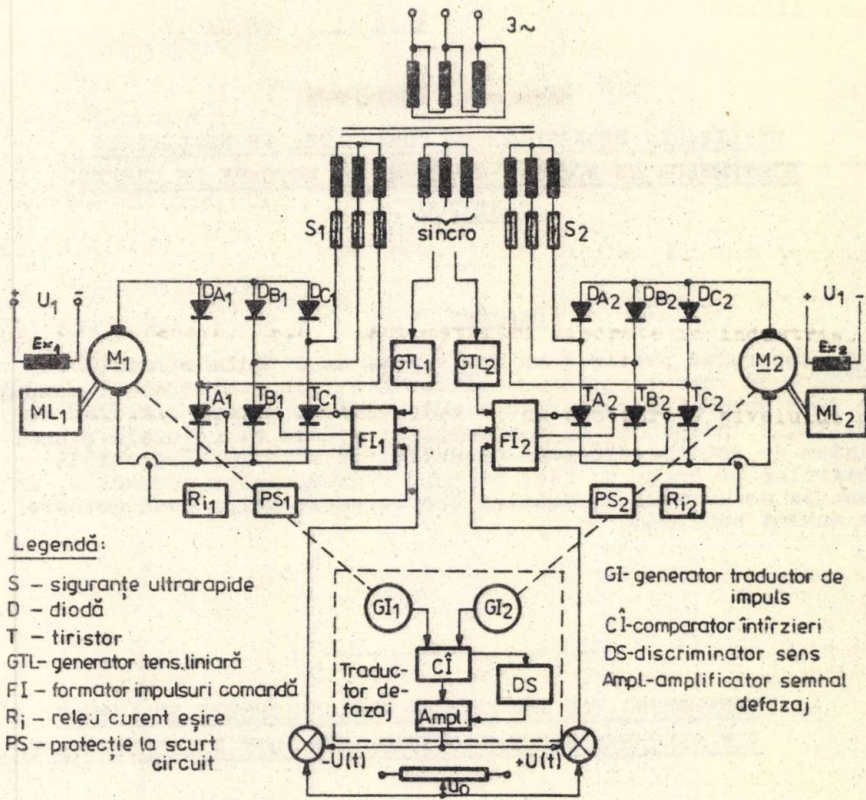


Fig.5

Bibliografie

- [1] KELEMEN, A. Acționări electrice, București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
- [2] Buletinul Sesiunii Științifice "Optimizarea echipamentelor electrice și electronice" - 17 - 18 nov. 1979 - Brașov.
- [3] x x x Revista Electrotehnica 20, Nr.4, 1972, pg.150-156.

ILIE, AL., COMNAC, V.

UTILIZAREA REDRESOARELOR COMANDATE, IN REALIZAREA
SISTEMELOR DE ROTATIE SINCRONA CU MOTOARE DE CURENT
CONTINUU

Rezumat

Lucrarea prezintă un nou sistem de rotație sincronă cu motoare de curent continuu, alimentate prin redresoare comandate. Pe baza schemei structurale a motorului de curent continuu cu excitație independentă, s-a realizat schema structurală a unui sistem de rotație sincronă cu astfel de motoare. Repartiția puterilor pe brațe se face pe baza redresoarelor comandate, în funcție de unghiul de decalaj dintre axele celor două motoare de curent continuu.

WERWENDUNG VON GESTEUERTEN GLEICHRICHTERN IM AUFBAU
VON SYNCHRONEN ROTATIONSSYSTEMEN MIT GLEICHSTROMMOTOREN

Zusammenfassung

Das vorliegende Studium beschreibt ein neuartiges, synchrones Rotationssystem das, von mit geregelten Gleichrichtern gespeisten Gleichstrommotoren, angetrieben wird.

Auf Grund des Signalflussplanes des Gleichstrommotors mit unabhängiger Erregung, wurde der Signalflussplan eines synchronen Rotationssystems, unter Verwendung von Gleichstrommotoren, entworfen.

Die Verteilung der Leistung auf die verschiedenen Stromzweige erfolgt mittels gesteuerten Gleichrichtern in Abhängigkeit von der relativen Winkelverschiebung der Achsen der beiden Gleichstrommotoren.

CIRCUITUL PLL UTILIZAT PENTRU STABILIZARE DE TENSIUNE

Dr.ing. Gh. Toacșă, șef lucrări la Universitatea Brașov
Ing. A. Moruzi, I.I.R.U.C. - Brașov.

1. Introducere

Circuitul PLL (Phase-Lock-Loop), uitat în stocul de instrumente nefolosite ale electronicii, a fost readus în actualitate după aproape trei decenii, dar în implementarea integrată. Această readucere s-a dovedit oportună prin numărul mare de aplicații semnalate în ultimii ani [2] [3]; semnalări care se continuă în paginile revistelor de specialitate. Lucrarea prezentă se înscrie în această tendință, introducând o idee originală, de a arăta posibilitatea realizării unui circuit stabilizator de tensiune (CST) cu ajutorul PLL.

2. Structura și funcționarea circuitului PLL

Schema bloc a unui circuit PLL este reprezentată în figura 1-a. În detectorul de fază (DF) se realizează înmulțirea semnalului de intrare (presupus armonic) $v_i(t) = V_i \sin(\omega_i t + \theta_i)$ cu semnalul de reacție din oscilatorul comandat în tensiune (OCT), $v_o(t) = V_o \sin(\omega_o t + \theta_o)$. Pentru cazul cînd bucla este blocată (locked) pe fază (sincronizată pe frecvența de intrare, adică $\omega_i = \omega_o$) rezultă expresia $v_e(t)$ a semnalului de ieșire din DF.

$$v_e(t) = K_d v_i(t) v_o(t) = \frac{1}{2} K_d V_i V_o [\cos(\theta_i - \theta_o) + \cos(2\omega_i + \theta_i + \theta_o)]. \quad (1)$$

Din semnalul de eroare $v_e(t)$, trecut prin filtrul trece jos (FTJ) cu funcția de transfer $P(s)$ și o frecvență de tăiere $\omega_t = 1/T_c \ll 2\omega_i$, se obține numai primul termen armonic. Acest semnal $v_a(t)$ amplificat (în amplificatorul A) constituie tensiunea de comandă a OCT.

$$v_d(t) = \frac{1}{2} K_d V_i V_o K_A \cos(\theta_i - \theta_o). \quad (2)$$

Circuitele PLL realizează un transfer liniar perfect, deoarece au în structura lor un generator de curent de precizie

$$\Delta\omega_o = K_o \Delta v_d. \quad (3)$$

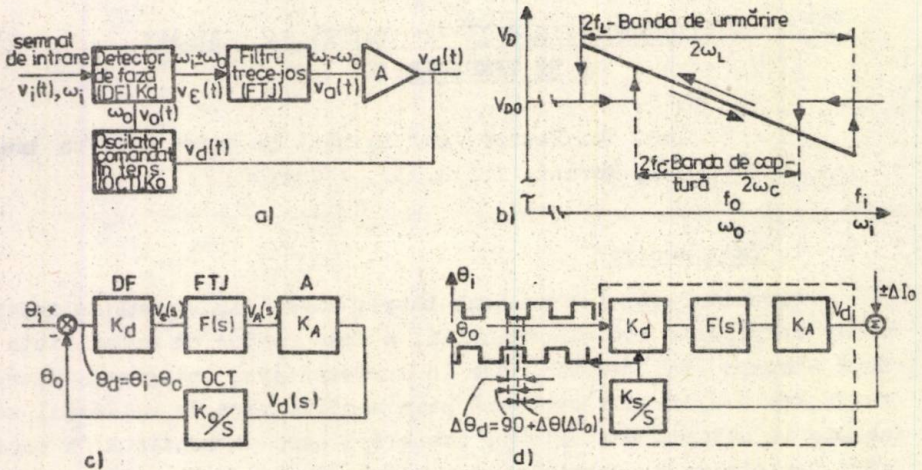


Fig. 1. Circuitul PLL: a) structura circuitului PLL; b) caracteristica statică $V_D = f(\omega_i)$ pentru PLL; c) modelul liniarizat al circuitului PLL cînd este sincronizat; d) circuitul PLL utilizat în convertor curent fază.

Deoarece circuitul PLL este un sistem cu reacție negativă frecvența OCT va urmări sincron frecvența de intrare $\omega_i(t) = \omega_o(t)$. La o diferență între cele două frecvențe apare un semnal $V_d(t)$, de comandă pentru OCT, figura 1-b. La sincronism, între semnalul de intrare și cel de reacție, există un defazaj $\theta_d = \theta_i - \theta_o$ care produce o tensiune $v_d(t)$, (relația 2) deplasînd frecvența OCT de la valoarea frecvenței de oscilație liberă f_o la valoarea de intrare f_i . Pentru oscilatorul comandat în tensiune, dacă se consideră mărime de intrare $v_d(t)$ și mărime de ieșire fază oscilațiilor (frecvența este derivata fazei $\Delta\omega(t) = d\theta_o(t)/dt$) ținînd cont și de relația 3, rezultă o funcție de transfer de tip integrativ:

$$\theta_o(t) = \int K_O v_d(t) dt \rightarrow \frac{\theta_o(s)}{v_d(s)} = \frac{K_O}{s}. \quad (4)$$

Detectorul de fază (element neliniar) cînd bucla este în sincronism poate fi aproximat printr-un element neliniar cu funcția de transfer K_d , dar numai la valori mici pentru θ_d [1] [2] [3]. În această ipoteză circuitul PLL se reduce la schema structurală a unui sistem de reglare liniar, eroarea fiind diferența de fază $\theta_d = \theta_i - \theta_o$, figura 1-c.

Pentru un FTJ de ordinul întâi $F(s) = 1/(1 + sT_c)$ rezultă o funcție de transfer a sistemului deschis :

$$Y(s) = \frac{K}{s(1 + sT_c)} \quad (5)$$

și corespunzător pentru sistemul închis.

$$Y_0(s) = \frac{K/T_c}{S + S/T_c + K/T_c}, \quad (6)$$

unde $K=K_0 K_d K_A$, T_c - constanta de timp a filtrului ($T_c=1/\omega_t$).

Un caz particular de funcționare a circuitului PLL se realizează când frecvența de intrare f_i este egală cu frecvența de oscilație liberă f_0 . (frecvența de oscilație liberă se fixează prin valoarea rezistenței R_0 și capacității C_0 fixate din exterior). În acest caz, tensiunea $v_d(t)$ este constantă și egală cu V_{DO} (o tensiune de polarizare) iar $\Theta_d=90^\circ$. Dacă în circuitul PLL, la intrarea în OCT este injectat un circuit $\pm \Delta I_0$, curentul total de comandă $I_0 + \Delta I_0$ va modifica faza oscilațiilor de ieșire în raport cu cea a frecvenței de intrare conform relației $\Theta_d = \Theta_i - \Theta_0(\Delta I_0)$. Această defazare suplimentară $\Theta_0(\Delta I_0)$ va produce la ieșirea DF o variație de curent $\Delta \Theta(\Delta I_0)$ egală și de semn contrar cu $\pm \Delta I_0$ injectat, astfel încît tensiunea $v_d(t)$ să rămână constantă cu V_{DO} , deci OCT să fie în continuare sincronizat pe f_0 . Acest fenomen poate fi utilizat pentru conversia curent (tensiune)-fază în raport cu faza din v_i . Pentru un semnal de intrare dreptunghiular, figura 1-d, faza oscilațiilor de la OCT se poate modifica liniar în gama $0 - 180^\circ$ [3] [4].

3. Implementarea unei surse de tensiune stabilizată cu ajutorul unui circuit PLL

Deoarece atât sursele de tensiune stabilizată (cu excepția celor parametrice) cît și circuitul PLL pot fi reduse la o aceeași schemă bloc funcțională, sistem de reglare, se sugerează idea implementării unei surse de tensiune stabilizată cu ajutorul circuitului PLL. Au circuit stabilizator de tensiune (CST) cu element serie avînd mărimea prescrisă o frecvență de referință trebuie să îndeplinească următoarele funcțiuni: a) conversia tensiunii de ieșire în frecvență; b) compararea acestei frecvențe cu o frecvență de referință într-un discriminator de fază și obținerea unui semnal de eroare; c) filtrarea semnalului de eroare și reținerea doar a componentei de c.c.; d) modificarea punctului de funcționare al elementului serie cu ajutorul semnalului de eroare. Toate aceste funcțiuni, în afară de ultima (d), pot fi implementate pe un circuit PLL la care este posibilă o întrerupere a buclei (între amplificator și OCT). La o astfel de sursă de tensiune stabilizată semnalul de eroare nu se obține prin metoda clasică de comparare a două tensiuni ci prin compararea a două frecvențe, frecvența de prescriere f_i și frecvența de reacție f_0 -obținută de la OCT

(proporțională cu tensiunea de ieșire stabilizată).

Pentru circuitele PLL la care schema nu poate fi întreruptă fizic din exterior (situație întâlnită la circuitul PE565, IPRS București, utilizat în această lucrare) se recurge la un artificiu echivalent cu o întrerupere electrică. Artificiu constă în introducerea unui generator de curent, în locul rezistenței exterioare R_o de fixare a frecvenței de oscilație liberă, comandat de tensiunea de ieșire din CST. Deci tensiunea U_{stab} este convertită în curent și acest curent injectat în buclă modifică frecvența OCT. Pentru cazul cînd cele două frecvențe (prescrisă f_1 și de reacție) sînt egale cu f_o la o variație a tensiunii stabilizate se va modifica doar faza Θ_d datorită unei iniecții suplimentare de curent $\pm \Delta I_o$ în buclă, fenomen reprezentat în figura 1-d.

Schema electrică a CST implementată cu un integrat PE565 este reprezentată în figura 2-a, respectiv schema bloc funcțională, ca circuit de reglare în figura 2-b. Circuitul PE565 este polarizat de tensiunea de ieșire stabilizată (15V) prin dioda Zener D_2 și grupul $R_g, R_{10}, R_{11}, R_{12}, C_2, C_3$. Condensatoarele C_4 și C_5 asigură filtrarea tensiunii de eroare, iar C_o fixează frecvența de oscilație liberă împreună cu montajul Darlington, - care este un convertor tensiune-curent. Fixarea punctului de funcționare pentru T_1-T_2 (valoarea rezistenței echivalente R_o , deci valoarea frecvenței de oscilație liberă f_o a OCT) se face din R_1, R_4, R_3 (R_1 sau R_3 reglabile). Tensiunea de eroare de la pinul 7 comandă prin R_2 amplificatorul diferențial constituit din T_3 și T_4 . Ieșirea amplificatorului diferențial comandă elementul serie de putere constituit din T_5 și T_6 . Prin condensatorul C_1 se aplică la pinul 2 al PLL frecvența de referință. Parametrii funcționali pentru schema din figura 2-a au fost : $f_o=58\text{KHz}$, $U_{stab}=15\text{V}$, $I_{max} \leq 1\text{A}$. La o variație a sarcinii de la 0 la 1A tensiunea de ieșire s-a modificat de la 15V la 14,9V adică o variație de 0,35%.

Concluzii

- Lucrarea prezintă lansează o idee originală de implementare a unui circuit stabilizator de tensiune cu ajutorul unui circuit PLL. S-a constatat practic că circuitul PLL permite realizarea cu ușurință a circuitelor de reglare de tensiune.

- Schema concretă pentru CST depinde de tipul circuitului integrat PLL disponibil, fiind mai simplă pentru implementarea cu acele circuite integrate care permit întreruperea fizică a buclei PLL.

- În aceste CST prescrierea tensiunii stabilizate se reali-

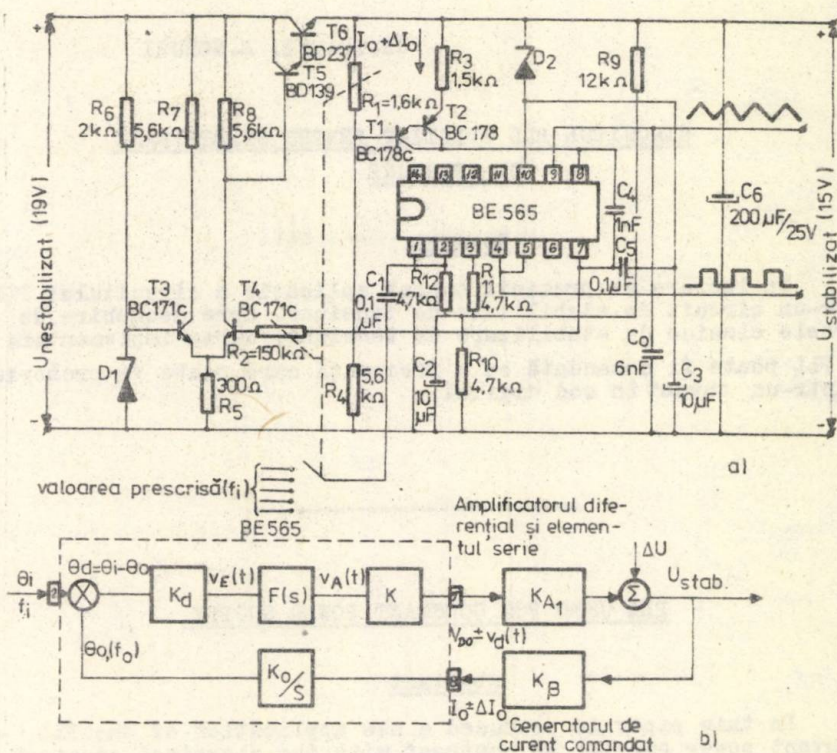


Fig.2. Circuitul stabilizator de tensiune implementat cu PLL:
a) Schema electrică de principiu; b) Schema bloc funcțională
ca circuite de reglare.

zează cu o frecvență de intrare. Aceste frecvențe de intrare se pot obține prin prelucrarea digitală a unei frecvențe etalon cum ar fi divizarea prin numărătoare divizoare, prescrise prin cuvinte de cod.

- Montajul de CST implementat cu circuit PLL nu și-a propus deocamdată realizarea unor performanțe deosebite, ci doar verificarea valabilității ideii de utilizare a circuitului PLL într-o nouă aplicație.

Bibliografie

- [1] GARDNER, F.M. "Phaselock Tehnique", John Wiley, New-York, 1966.
- [2] x x x Circuitul E565 - Catalog IPRS-București, 1977.
- [3] x x x "Phase Lock Loop Application"-Catalogul firmei Signetcs, 1972.
- [4] TOACSE, GH. Bucla FLS pentru motorul de c.c. comandată cu microprocesor - Lucrările Sesiunii de Comunicări din 17-18 noiembrie 1978, Universitatea din Brașov.

GH.TOACSE, A.MORUZI

CIRCUITUL PLL UTILIZAT PENTRU STABILIZARE
DE TENSIUNE

Rezumat

In lucrare se prezintă o nouă aplicație a circuitului PLL, într-un circuit de stabilizare de tensiune. Spre deosebire de sursele clasice de stabilizare de tensiune, sursa implementată cu PLL poate fi comandată cu o frecvență care poate fi prescrisă printr-un cuvânt în cod digital.

PLL USED FOR CONSTANT POWER SUPPLY

Abstract

In this paper is produced a new application of the PLL, - a constant power supply. In contrast with the classical constant power supply, this new supply has the remarkable feature, it can control with a frequency range prescribed by a digital code word .

UTILIZAREA METODEI DIFERENTELOR FINITE PENTRU
STUDIUL SUPRATENSIUNILOR DE DECONECTARE A LINIILOR ÎN GOL

Dr. ing. Ioan Mărgineanu, șef lucrări la Universitatea ;
Brașov

Dr. ing. Ștefan Dan, șef lucrări la Universitatea Brașov.

1. Introducere

Dezvoltarea sistemelor electroenergetice, creșterea energiei transportate impune necesitatea utilizării unor trepte de tensiune tot mai ridicate.

Odată cu creșterea tensiunii nominale a rețelelor electrice (în prezent se efectuează cercetări pentru tensiuni de 1100 kV și 1500 kV [1]) crește importanța analizării supratensiunilor de origine internă, a căror amplitudine este proporțională cu tensiunea nominală a rețelei.

În studiul supratensiunilor de origine atmosferică internă s-au pus la punct, mai întâi, metode analogice utilizând analizoare tranzitorii de rețea, iar mai târziu metode numerice adaptate pentru utilizarea calculatoarelor numerice [2],[3].

Metodele analogice sînt bine cunoscute și utilizate de majoritatea constructorilor de aparate electrice, în timp ce algoritmi metodelor numerice de calcul sînt în general mai puțin cunoscuți.

În cadrul metodelor numerice de calcul un loc important îl ocupă metodele a căror algoritm se bazează pe utilizarea diferențelor finite.

În lucrare se prezintă un algoritm original de calcul pentru determinarea supratensiunilor de deconectare a liniilor în gol, utilizînd metoda diferențelor finite. Algoritmul de calcul întocmit este general putînd fi aplicat pentru diferite condiții la limită și inițiale cu modificări care vizează numai prelungirile soluțiilor.

Pentru cazul analizat în lucrare s-a ținut seama la determinarea supratensiunilor atât de inductivitatea sursei cît și de fenomenul de reaprindere al arcului la contactele întreruptorului, care a fost modelat prin caracteristica tensiune timp.

2. Prezentarea metodei

Fie o linie electrică satisfăcând ecuația telegrafistilor :

$$-\frac{\partial u}{\partial x} = Ri + L \frac{\partial i}{\partial t} ; \quad -\frac{\partial i}{\partial x} = Gu + C \frac{\partial u}{\partial t} . \quad (1)$$

Prin eliminarea curentului se obține ecuația diferențială de ordinul doi, de tip hiperbolic :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + a^2(RC + LG) \frac{\partial u}{\partial t} + a^2RG u , \quad (2)$$

unde $a^2 = 1/LC$.

Aplicând ecuației (2) diferențele finite centrale rezultă relația :

$$\begin{aligned} (\Delta^2/\Delta x^2)(u_{k+1}^n - 2u_k^n + u_{k-1}^n) &= (1/\Delta t)(u_k^{n+1} - 2u_k^n + u_k^{n-1}) + \\ &+ (a^2/2\Delta t)(RC + LG)(u_k^{n+1} - u_k^{n-1}) - a^2RG u_k^n , \end{aligned} \quad (3)$$

unde $k=0,1,2,\dots,N$ este indice spațial iar $n=0,1,2,\dots,M$ este indice temporal.

Stabilitatea soluției este asigurată dacă este îndeplinită condiția [4]: $a = \frac{\Delta x}{\Delta t}$.

(4)

Dacă este îndeplinită condiția (4), în urma ordonării relației (3) în raport cu indicele temporal, rezultă relația de recurență :

$$u_k^{n+1} = K_1 u_{k+1}^n + K_2 u_k^n + K_3 u_{k-1}^n + K_3 u_k^{n-1} , \quad (5)$$

unde: $K_1 = 1/(1 + \frac{\Delta x}{2}(RY_0 + GZ_0))$;

$$K_2 = -K_1 R G \Delta x^2 ;$$

$$K_3 = K_1 \left(\frac{\Delta x}{2} (RY_0 + GZ_0) - 1 \right) ; \quad (6)$$

$$Z_0 = \sqrt{\frac{L}{C}} ; \quad Y_0 = 1/Z_0 .$$

Pentru stabilirea condițiilor inițiale și la limită s-a ales cazul sistemului prezentat în figura 1.

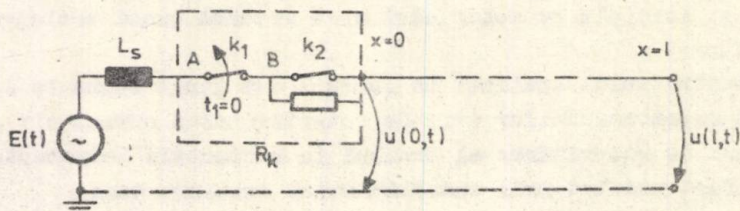


Fig.1

Deschiderea întreruptorului k_1 la timpul $t=0$ dă naștere unui arc între contactele întreruptorului. Curentul de arc este

un curent capacitiv. Stingerea arcului are loc la trecerea curentului prin zero, adică, în cazul analizat, pe maximum negativ al tensiunii sursei. Momentul stingerii arcului este considerat originea de timp pentru fenomenul studiat.

Fenomenele care urmează depind de reaprinderea arcului la întreruptor. Presupunând că apare cel puțin o reaprindere a arcului fenomenul are două faze distincte : faza I-a care durează din momentul stingerii arcului până la reaprindere, adică pentru

$\omega t \in (0, \omega t_2)$ unde t_2 este momentul intersecției dintre caracteristica tensiune-timp a intervalului dintre contactele întreruptorului și tensiunea u_{AB} ; faza II-a, de arc aprins, care se desvoltă în timp în intervalul $\omega t \in (\omega t_2, \omega t_3)$, t_3 fiind momentul de timp corespunzător trecerii prin zero a curentului prin întreruptor.

Pentru faza I-a condițiile inițiale și la limită sînt :

$$\left. \frac{\partial u}{\partial t} \right|_{t=0} = 0 ; \quad i(l, t) = 0 ; \quad (7)$$

$$i(0, t) = 0 ; \quad u(x, 0) = -U_m.$$

Aplicînd diferențele finite primei ecuații din (7) rezultă prelungirea soluției la $t = -\Delta t$:

$$u_k^0 = u_k^{-1}. \quad (8)$$

Utilizînd prima ecuație din (1) și a doua din (7) rezultă prelungirea soluției pentru $x = -\Delta x$:

$$u_0^n = u_{-1}^n. \quad (9)$$

Prelungirea soluției la $x = (N+1) \Delta x$ rezultă asemănător :

$$u_{N+1}^n = u_N^n. \quad (10)$$

Relațiile (8), (9) și (10) împreună cu relația (5) permit determinarea tensiunilor în toate punctele liniei pentru fiecare pas de timp. La fiecare pas de timp se determină o tensiune :

$$u_{AB} = |-U_m \cos \omega n \Delta t - u_1^n|, \quad (11)$$

care reprezintă tensiune dintre contactele întreruptorului. Această tensiune se compară cu caracteristica tensiune-timp a intervalelor de amorsare a întreruptorului, aproximată printr-o dreaptă.

$$\text{Dacă } u_{AB} < m(\omega n \Delta t - x_0), \quad (12)$$

procesul de calcul continuă, iar în caz contrar se trece la faza următoare.

Pentru faza a II-a, condițiile inițiale sînt obținute la faza a I-a, iar condițiile la limită la capătul din spre alimentare se obțin din relația :

$$-U_m \cos \omega t - L_s \frac{di(0,t)}{dt} = u(0,t), \quad (13)$$

de unde, aplicînd diferențele finite rezultă :

$$-U_m \cos \omega n \Delta t - \frac{L_s}{\Delta t} (i_0^n - i_0^{n-1}) = u_0^n, \quad (14)$$

de unde rezultă :

$$i_0^n = \frac{\Delta t}{L_s} \left[-U_m \cos \omega n \Delta t - u_0^n \right] + i_0^{n-1}, \quad (15)$$

Relația (15) permite determinarea curentului prin întreruptor dacă se cunoaște tensiunea liniei și curentul de la pasul de timp anterior (i_0^{n-1}).

Utilizînd prima relație din (1) și aplicînd diferențele finite obținem prelungirea soluției pentru această fază la $x = -\Delta x$:

$$u_{-1}^n = \Delta x \left[R i_0^n + L_s \frac{i_0^n - i_0^{n-1}}{\Delta t} \right] + u_0^n, \quad (16)$$

Faza a II-a durează pînă cînd $i_0^n = 0$ sau foarte aproape de zero. După îndeplinirea acestei condiții se trece la faza I-a.

3. Algoritmul de calcul și concluzii

Algoritmul procesului de calcul numeric al supratensiunii de deconectare a liniei în gol este următorul :

- a. se introduc condițiile inițiale și se realizează prelungirea soluției la $t = -\Delta t$ cu relația (8) ;
- b. se prelungeste soluția la $x = -\Delta x$ și $x = (N+1)\Delta x$ cu relațiile (9) și (10) ;
- c. se calculează valorile tensiunilor în diferite puncte ale liniei u_k^{n+1} cu relația (5) și se afișează soluțiile ;
- d. se verifică îndeplinirea condiției (12). Dacă această condiție este îndeplinită se trece la pasul e. În caz contrar se trece la pasul f;
- e. se calculează $t_1 = t_1 + \Delta t$. Dacă $\omega t_1 > 2\pi$ se consideră că nu mai apar reaprinderi și procesul de calcul se consideră terminat. În caz contrar se revine la pasul b, după ce în prealabil se inițializează variabila $t_1 = 0$;
- f. se prelungeste soluția la $x = -\Delta x$ și $x = (N+1)\Delta x$ cu relațiile (16) și (10) ;
- g. se calculează valorile tensiunilor în diferitele puncte cu relația (5) și se afișează soluțiile ;
- h. se verifică îndeplinirea condiției $i_0^n = 0$. Dacă condiția

este îndeplinită se trece la pasul b, iar în caz contrar la pasul f.

Determinarea numerică a supratensiunilor de deconectare a liniilor prezintă importanța deosebită deoarece este cunoscut faptul că acestea reprezintă solicitările cele mai importante pentru liniile de înaltă și foarte înaltă tensiune. Studiul parametric al supratensiunilor rezultate poate oferi o metodă de dimensionare a rezistențelor de shuntare de la întreruptoarele folosite pentru limitarea acestora. În prezent dimensionarea lor se face empiric considerându-se o rezistență egală cu impedanța caracteristică.

Metoda prezentată este legată de o condiție de stabilitate. Pasul de timp fiind ales din considerente tehnice (în funcție de panta undei care solicită borna de intrare a liniei) se va alege un pas Δx care rezultă din relația de stabilitate ceea ce poate duce la utilizarea unei memorii mari pentru calcule. În plus metoda nu poate ține seama de variația parametrilor lineici cu frecvența dar rezultatele care se pot obține ușor justifică o asemenea aproximație. Ca avantaje ale metodei prezentate trebuie amintit faptul că se pot lua în considerare orice condiții inițiale și de frontieră, de asemenea se pot introduce elemente neliniare fără ca să apară modificări în algoritmul de calcul. Aceasta permite considerarea descărcătoarelor cu rezistență variabilă și verificarea comportării acestora pentru limitarea supratensiunilor de manevră și în special verificarea stabilității lor termice, deoarece este știut că în cazul supratensiunilor de manevră energia este mult mai mare decât în cazul supratensiunilor atmosferice.

Bibliografie

- [1] DRAGAN, G. și col. Supratensiuni interne în sistemele electrotehnice. Ed. Tehnică, București 1975.
- [2] MARGINEANU, I. Utilizarea metodei Bergeron pentru analiza protecției stațiilor electrice împotriva undelor de supratensiune atmosferică. În: Noutăți în mecanica aplicată și în construcția de mașini - Universitatea din Brașov, vol. XVII-A, 1975, p. 131-138.
- [3] AURIOL, P. Surtension de manoeuvre dans-les réseaux HT et THT. Méthode de double balayage, application et extension. În: RGE, vol. 82, nr. 11, nov. 1973, p. 731-738.
- [4] RACOVEANU, N., DODESCU, GH., MINCU, I. Metode numerice pentru ecuații cu derivate parțiale de tip hiperbolic. Ed. Tehnică, București 1976.

I. MARGINEANU și ST. DAN

UTILIZAREA METODEI DIFERENTELOR FINITE PENTRU
STUDIUL SUPRATENSIUNILOR DE DECONECTARE A LINIILOR ÎN GOL

Rezumat

În lucrare se prezintă aplicarea diferențelor finite pentru determinarea supratensiunilor de deconectare a liniilor în gol. Algoritmul de calcul este original și poate fi adaptat pentru orice condiții de frontieră liniare sau neliniare. Metoda poate servi atât la determinarea valorii supratensiunilor de deconectare a liniilor în gol cât și la dimensionarea rezistenței de shuntare a întreruptorului și la verificarea stabilirii electrodinamice și termice a descărcătorului cu rezistență variabilă.

UTILIZATION OF THE FINITE DIFFERENCES METHOD FOR
THE STUDY OF OVERVOLTAGE UNLOADED LINE DISCONNECTION

Abstract

The paper presents the application of a finite difference method for the determination of overvoltage unloaded line disconnection.

The algorithm of calculation is original and can be adapted to each linear or nonlinear boundary conditions.

The method can be used for the determination of the value of overvoltage unloaded line disconnection, for dimensioning the switch shunting resistance, as well as for checking the electrodynamic and thermal stability of the discharger with variable resistance.

TEOREMA FLUXULUI LUMINOS

Ing. V. Cilinghir, șef lucrări la
Universitatea din Brașov.

În lucrarea de față se enunță și se demonstrează o teoremă în fotometrie, analogă teoremei lui GAUSS din electrostatică. Pe baza ei se pot rezolva simplu probleme de calculul iluminării cu condiția ca problemele să prezinte o simetrie plană, sferică sau cilindrică.

Așa cum s-a arătat în [1] și [2], iluminarea produsă de surse luminoase de suprafață, curbilinii și punctuale se calculează cu relația :

$$\vec{E} = \int_V \frac{J_n dV \cos \theta}{r^2} \frac{\vec{r}}{r} + \int_C \frac{K_n dl \cos \varphi}{r^2} \frac{\vec{r}}{r} + \sum_{i=1}^n \frac{I_i}{r_i^2} \frac{\vec{r}_i}{r_i}, \quad (1)$$

notațiile utilizate fiind cele corespunzătoare figurii 1, iar K_n , J_n și I sînt respectiv densitatea de suprafață a intensității luminoase, densitatea de linie a intensității luminoase și intensitatea luminoasă.

Cîmpul vectorial $\vec{E}$, dacă J_n, K_n și I_i sînt constante, este un cîmp solenoidal, adică $\text{div } \vec{E} = 0$, cu excepția punctelor în care se află sursele luminoase. Divergența acestui cîmp va fi :

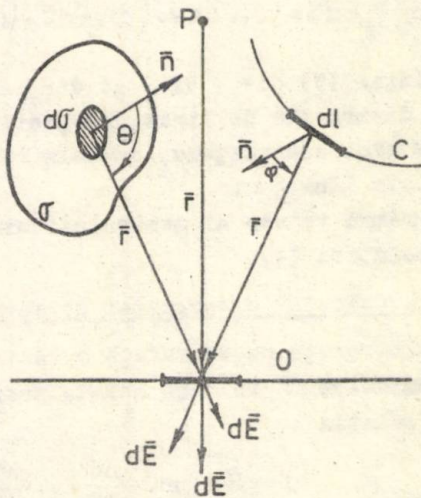


Fig.1

$$\text{div } \vec{E} = \text{div} \int_V J_n dV \cos \theta \frac{\vec{r}}{r^3} + \text{div} \int_C K_n dl \cos \varphi \frac{\vec{r}}{r^3} + \text{div} \sum_{i=1}^n I_i \frac{\vec{r}_i}{r_i^3}. \quad (2)$$

Utilizând operatorul nabla a lui HAMILTON divergența primului termen al membrului doi rezultă :

$$\begin{aligned} \nabla \int_{\Sigma} J_n d\tau \cos\theta \frac{\bar{r}}{r^3} &= J_n \int_{\Sigma} \left[(d\bar{\tau} \frac{\bar{r}}{r}) \frac{\bar{r}}{r^3} \right] = J_n \int_{\Sigma} \left[\frac{r}{r^4} \nabla(d\bar{\tau} \bar{r}) + (d\bar{\tau} \bar{r}) \nabla \frac{\bar{r}}{r^4} \right] = \\ &= J_n \int_{\Sigma} \left(\frac{\bar{r} d\bar{\tau}}{r^4} - \frac{d\bar{\tau} \bar{r}}{r^4} \right) = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

În mod analog se poate arăta că și divergența celorlalți doi termeni ai membrului doi al relației (1) este egală cu zero.

Deci

$$\operatorname{div} \bar{E} = 0, \quad (4)$$

cu excepția punctelor în care $r = 0$.

Teorema GAUSS - OSTROGRADSKI [3] pentru o suprafață închisă Σ care include în interiorul ei puncte, curbe și suprafețe de discontinuitate ale unui câmp vectorial $\bar{E}$ este :

$$\oint_{\Sigma} \bar{E} d\bar{S} = \int_{V_{\Sigma}} \operatorname{div} \bar{E} dv + \int_{\Sigma} \operatorname{div}_S \bar{E} d\tau + \int_C \operatorname{div}_l \bar{E} dl + \sum_{i=1}^n \operatorname{div}_p \bar{E}_i. \quad (5)$$

În relația (5) div_S , div_l și div_p reprezintă divergența de suprafață, divergența de linie, respectiv divergența de punct, iar V , C și P sînt suprafețele, curbele respectiv punctele de discontinuitate ale iluminării.

Primul termen al membrului doi a egalității (5) este nul în baza relației (4).

1. Calculul divergenței de suprafață

Divergența de suprafață a vectorului $\bar{E}$ în punctele suprafeței luminoase V în care acesta prezintă discontinuități este dată de relația :

$$\operatorname{div}_S \bar{E} = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta \Phi_{\Sigma}}{\Delta V} = \frac{d\Phi}{dV}, \quad (6)$$

unde $\Delta \Phi_{\Sigma}$ este fluxul luminos emis de către o suprafață luminoasă ΔV printr-o suprafață închisă Σ care înconjoară oricît de strîns suprafața ΔV .

Fie un element dV al unei surse luminoase de suprafață. Suprafața fotometrică a acestui element va fi o sferă tangentă la elementul dV (fig.2), intensitatea luminoasă elementară variind după legea lui LAMBERT :

$$dI = dI_n \cos \theta. \quad (7)$$

Fluxul luminos total emis de către elementul de suprafață în semispațiul inferior conform [4] va fi :

$$d\Phi = \iint dI_n = \iint J_n dV. \quad (8)$$

Divergența de suprafață rezultă :

$$\operatorname{div}_S \vec{E} = \frac{d\Phi}{dV} = \iint J_n. \quad (9)$$

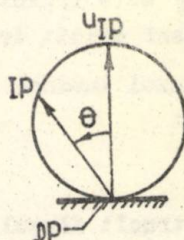


Fig. 2

2. Calculul divergenței de linie

Divergența de linie a vectorului $\vec{E}$ în punctele curbei luminoase C în care acesta prezintă discontinuități este :

$$\operatorname{div}_l \vec{E} = \lim_{\Delta l \rightarrow 0} \frac{\Delta \Phi_{\Sigma}}{\Delta l} = \frac{d\Phi}{dl}, \quad (10)$$

în care $\Delta \Phi_{\Sigma}$ este fluxul luminos emis de către un arc de curbă de lungime Δl printr-o suprafață închisă Σ ce înconjoară oricât de strâns arcul Δl .

Fie un element de curbă dl al unei surse luminoase curbilinii a cărei densitate de linie a intensității luminoase în direcția normalei este K_n . Suprafața fotometrică corespunzătoare acestui element este un tor a cărui rază interioară este egală cu zero, torul fiind tangent interior elementului de curbă (fig. 3). Fluxul luminos emis în întreg spațiul de elementul de curbă dl este [4] :

$$d\Phi = \iint dI_n = \iint K_n dV. \quad (11)$$

Divergența de linie rezultă :

$$\operatorname{div}_l \vec{E} = \frac{d\Phi}{dl} = \iint K_n. \quad (12)$$

3. Calculul divergenței de punct

Divergența de punct a vectorului $\vec{E}$ într-un punct de discontinuitate, punct P în care se află sursa punctuală de intensitate luminoasă I este :

$$\operatorname{div}_P \vec{E} = \lim_{\Sigma \rightarrow P} \Phi_{\Sigma}, \quad (13)$$

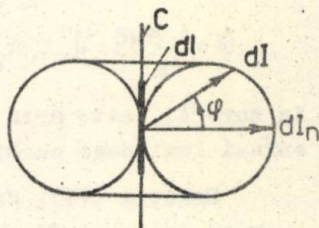


Fig. 3

unde Φ_{Σ} este fluxul luminos printr-o suprafață închisă Σ care înconjoară oricât de strâns punctul.

Fluxul luminos emis de o sursă luminoasă ideală are expresia [4]:

$$\Phi_{\Sigma} = 4\pi I. \quad (14)$$

Intrucât fluxul luminos emis de sursă nu depinde de suprafața închisă Σ care înconjoară sursa deoarece mediul se consideră fără absorbție, divergența de punct rezultă:

$$\text{div}_p \vec{E} = 4\pi I. \quad (15)$$

Ținând cont de rezultatele parțiale (4), (9), (12) și (15) teorema GAUSS - OSTROGRADSKI (5) devine:

$$\Phi = \int_{\Sigma} \vec{E} d\vec{S} = \pi J_n \int_V dV + \pi^2 K_n \int_C dl + 4\pi \sum_{i=1}^n I_i \quad (16)$$

sau în formă finală:

$$\Phi = \int_{\Sigma} \vec{E} d\vec{S} = \pi J_n A_V + \pi^2 K_n l_C + 4\pi \sum_{i=1}^n I_i, \quad (17)$$

în care A_V este aria suprafeței luminoase, iar l_C - lungimea sursei luminoase curbilinii.

Relația (17), denumită de autor teorema fluxului luminos, permite calculul fluxului luminos și în cazul în care problema prezintă o simetrie sferică, plană sau cilindrică permite și calcularea iluminării.

Față de metodele de calcul ale iluminării cunoscute în literatura de specialitate cercetată de autor, teorema fluxului luminos permite calcularea mai lesnicioasă a iluminării.

Intr-un articol viitor se vor da exemple de calcul a iluminării produsă de o sursă sferică, semisferică, cilindrică infinită, plană infinită etc. Unele dintre rezultate sînt identice cu cele calculate prin metoda analitică și cunoscute din literatura de specialitate iar altele sînt inedite.

Bibliografie

- [1] CILINGHIR, V. Puncte de vedere originale asupra citorva mărimi fotometrice. In: Buletinul Universității din Brașov, Vol. XVII-A, 1975.
- [2] CILINGHIR, V. Considerații asupra citorva mărimi fotometrice. In: Buletinul Universității din Brașov, Vol. XX-A, 1978.
- [3] SABAC, I. Matematici speciale, vol. I, Editura didactică și pedagogică, București, 1964.
- [4] PRISACARU, V. ș.a. Utilizările energiei electrice, Editura didactică și pedagogică, București, 1969.

CILINGHIR, V.

TEOREMA FLUXULUI LUMINOS

Rezumat

Se enunță și se demonstrează o teoremă în fotometrie asemănătoare cu teorema lui Gauss din electrostatică. Cu ajutorul ei se pot rezolva probleme de calculul iluminării, dacă problemele prezintă o simetrie plană, sferică sau cilindrică.

DER LICHTSTROM - SATZ

Zusammenfassung

In der Photometrie wird ein dem Gaussschen Satz aus der Elektrostatik ähnlicher Satz, aufgestellt und demonstriert. Mit dem Satz werden Aufgaben der Beleuchtungs-berechnung gelöst wenn eine Plan - Kugel oder Zylindersymmetrie vorliegt.

CONSIDERATII ASUPRA UNOR MARIMI FOTOMETRICE

Ing. V. Cilinghir, șef lucrări la Universitatea din Brașov.

Prezenta lucrare este o continuare a lucrării [1] și are drept scop trecerea în revistă a principalelor mărimi fotometrice, însă dintr-un punct de vedere original. Astfel iluminarea nu este privită ca o mărime scalară ci ca o mărime vectorială, ea avînd toate atributele pentru a fi considerată astfel.

În cazul surselor luminoase de suprafață nu se mai poate întrebuința noțiunea de intensitate luminoasă și din această cauză se introduce noțiunea de densitate de suprafață a intensității luminoase. Pe baza acestei mărimi nou introdusă, legea lui Lambert capătă o nouă formă, diferențială. Se renunță la noțiunea de luminanță sau cel puțin la modul ei actual de definiție.

Considerațiile de mai sus permit o prezentare mai logică și mai elegantă a fotometriei. Se precizează o serie de noțiuni și se regăsesc relații cunoscute ca de exemplu cele pentru calculul iluminării produse de surse liniare, însă care nu erau suficient fundamentate.

1. Surse luminoase de suprafață

Dacă dimensiunile geometrice ale izvorului luminos nu pot fi neglijate în raport cu distanța la punctul de observare, în acest caz sursa este o sursă luminoasă întinsă sau de suprafață.

1.1. Radianța

Se consideră că suprafața izvorului luminos întins, A se împarte în suprafețe mici de arie ΔA (fig.1).

O astfel de suprafață de arie ΔA poate fi considerată o sursă luminoasă punctuală, sursă ce emite în întreg spațiul un flux luminos $\Delta \Phi$. Caracterizarea productivității luminoase a unui punct de pe suprafața sursei de lumină se poate face cu ajutorul mărimii fotometrice numită radianță sau emitanță, definită în fotometrie ca limita raportului dintre fluxul $\Delta \Phi$ emis de supra-

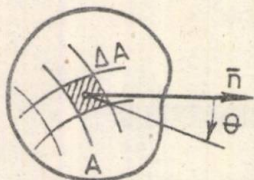


Fig. 1

fața ΔA în întreg semispațiul și aria acestei suprafețe când tinde către zero :

$$M = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \Phi}{\Delta A} = \frac{d\Phi}{dA} . \quad (1)$$

Radianța este o densitate de suprafață a fluxului luminos și caracterizează un punct de pe suprafața izvorului luminos înțins așa cum intensitatea luminoasă caracterizează o sursă punctuală.

1.2. Densitatea de suprafață a intensității luminoase

În cazul surselor luminoase de suprafață noțiunea de intensitate luminoasă își pierde sensul. Ea se poate utiliza doar în cazul surselor punctuale sau pentru părțile elementare ale surselor de dimensiuni finite [2].

Un izvor luminos elementar de suprafață dA va putea fi deci considerat drept sursă punctuală. El va emite un flux luminos elementar $d\Phi$, în general neuniform repartizat după diversele direcții ale semispațiului. Caracterizarea acestei repartiții a fluxului se poate face cu ajutorul mărimii denumită de autor densitate de suprafață a intensității luminoase și definită cu relația :

$$J = \frac{d}{d\omega} \left(\frac{d\Phi}{dA} \right) = \frac{d^2 \Phi}{d\omega dA} = \frac{dM}{d\omega} = \frac{dI}{dA} , \quad (2)$$

în care $d\omega$ este unghiul solid elementar din jurul direcției considerate, iar dI - intensitatea luminoasă a izvorului luminos elementar ce poate fi considerat punctual.

Densitatea de suprafață a intensității luminoase, J depinde atât de punctul de pe suprafața sursei, cât și de direcția în raport cu normala la suprafață în punctul considerat. Din relația (2) se deduc expresiile de calcul ale radianței și fluxului luminos :

$$M = \int_{2\pi} J d\omega ; \quad \Phi = \int_A dA \int_{\Omega} J d\omega , \quad (3)$$

înșă nu și a intensității luminoase

$$I = \int_A J dA ,$$

care după cum s-a mai spus nu are sens fizic în acest caz.

1.3. Legea lui LAMBERT

În cazul corpului negru adus la incandescență se consideră că densitatea de suprafață a intensității luminoase variază cosinusoidal după diversele direcții, adică :

$$J = J_n \cos \Theta , \quad (4)$$

în care Θ este unghiul pe care-l face direcția considerată cu normala la suprafața sursei, iar J_n - densitatea de suprafață a intensității luminoase după direcția normalei.

Relația (4) înmulțită cu dA și ținând cont de egalitatea (2) se poate pune sub forma :

$$dI = dI_n \cos \Theta . \quad (5)$$

Relațiile (4) și (5) constituie cele două forme diferențiale ale legii lui LAMBERT întrucât verifică toate consecințele legii enunțate de JOHANN LAMBERT în anul 1760 însă sub o altă formă.

Densitatea de suprafață a intensității luminoase după direcția normalei, J_n are aceeași expresie cu luminanța sau strălucirea

$$J_n = L = \frac{dI_n}{dA \cos 0^\circ} = \frac{dI_n}{dA} . \quad (6)$$

Luminanța are o definiție nu tocmai bine aleasă nici din punct de vedere fizic și nici din punct de vedere matematic și la care în consecință se poate renunța. S-ar putea numi luminanță, densitatea de suprafață a intensității luminoase după direcția normalei.

1.4. Iluminarea produsă de o sursă luminoasă de suprafață

Iluminarea produsă într-un punct Q , de o suprafață elementară dA a unei surse luminoase A (fig.2) va fi :

$$dE = \frac{dI}{r^2} \bar{r} = \frac{J_n dA}{r^2} \bar{r} , \quad (7)$$

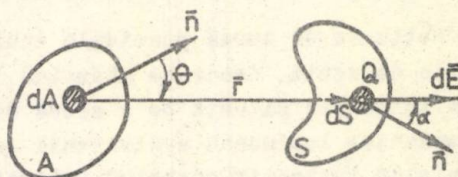


Fig. 2

deoarece sursa luminoasă elementară poate fi considerată punctuală.

Iluminarea produsă de întreaga sursă de suprafață va avea expresia :

$$\bar{E} = \int_A d\bar{E} = \int_A \frac{J_n \cos \theta \, dA}{r^3} \bar{r} = \int_{\bar{E}} J_n \frac{\bar{r}}{r^2} d\bar{\omega} \quad , \quad (8)$$

în care $\bar{\omega}$ este unghiul solid sub care se vede suprafața luminoasă din punctul Q. Integrala (8) nu se extinde asupra porțiunilor din suprafața A care nu se văd din Q și asupra porțiunilor situate în afara semispațiului determinat de planul tangent la suprafața S, în punctul Q.

Fluxul luminos prin suprafața S va fi :

$$\Phi = \int_S \bar{E} \, d\bar{S} = \int_S d\bar{S} \cos \alpha \int_A \frac{J_n \cos \theta \, dA}{r^2} = \iint_{S A} \frac{J_n \cos \theta \cos \alpha}{r^2} dS dA, \quad (9)$$

relație cunoscută și din literatura de specialitate.

1.5. Surse luminoase punctuale echivalente

Pentru cazurile întâlnite curent în tehnica iluminatului integralele (8) și (9) de regulă nu se pot calcula analitic și atunci se recurge la noțiunea de sursă punctuală echivalentă (noțiune introdusă de autor), care este o sursă punctuală fictivă plasată în centrul sursei reale și care produce după diversele direcții, o aceeași iluminare ca și sursa reală, adică :

$$E = \frac{I_e}{a^2} = \frac{\bar{a}}{a} \bar{E} = \frac{\bar{a}}{a} \int_A \frac{J_n \cos \theta \, dA}{r^3} \bar{r} \quad . \quad (10)$$

În relația (10) I_e este intensitatea luminoasă după direcția sursă-observator a sursei fictive echivalente, iar $\bar{a}$ - vectorul de poziție al observatorului în raport cu sursa fictivă.

Noțiunea de sursă punctuală echivalentă prezintă un interes practic deosebit, deoarece măsurînd iluminarea produsă de o sursă reală în puncte situate pe o sferă de rază "a", se poate calcula intensitatea luminoasă echivalentă care servește la trasarea suprafețelor, respectiv curbilor fotometrice.

Metoda sursei punctuale echivalente este aproximativă deoarece intensitatea luminoasă echivalentă depinde atât de punctul

în care se plasează sursa fictivă în raport cu sursa reală, cît și de distanța sursă-observator; cu cît distanța este mai mare, cu atît suprafața fotometrică a sursei echivalente se apropie mai mult de forma suprafeței fotometrice a unei surse ideale. Este indicat ca producătorii corpurilor de iluminat să traseze curbele fotometrice echivalente pentru mai multe distanțe sursă-observator pentru unul și același corp de iluminat.

Considerațiile făcute în cazul surselor luminoase de suprafață se pot extinde fără dificultate și în cazul surselor luminoase curbilinii.

Bibliografie

- [1] CILINGHIR, V. Puncte de vedere originale asupra cîtorva mărimi fotometrice. In: Buletinul Universității din Brașov, vol. XVII-A, 1975.
- [2] TIHODEEV, P.M. Svetovlie izmerenia v svetotekhnike, Izdanie vtoroe, Moscova - Leningrad, Gosenergoizdat, 1962.
- [3] GUREVICI, M.M. Vvedenie v fotometriu, Leningrad, Energhia, 1968.
- [4] HENTSCHEL, H.J. Licht und Beleuchtung. Theorie und Praxis der Lichttechnik, Berlin und München, Siemens Aktiengesellschaft, 1972.

CILINGHIR, V.

CONSIDERATII ASUPRA UNOR MARIMI FOTOMETRICE

Rezumat

Se prezintă cîteva considerații originale privind mărimile fotometrice ale surselor luminoase de suprafață cum ar fi: iluminarea - mărime vectorială; noțiunea de densitate de suprafață a intensității luminoase; sursă punctuală echivalentă; curbă fotometrică echivalentă etc.

BEMERKUNGEN ZU EINIGEN PHOTOMETRISCHER GRÖSSEN

Zusammenfassung

Es werden originelle Betrachtungen bezüglich Photometrischer Grössen der oberflächlichen Lichtquellen wie z.B.: Vektor-grösse Beleuchtung; Oberflächendichte der Lichtstärke; equivalent Punktquelle; equivalente photometrische Kurve usw. bekanntgemacht.

CONSIDERATII PRIVIND CALCULUL ILUMINARII DIRECTE
DATA DE SIRURI DE SURSE LINIARE ORIENTABILE

Ing. Dumitru Veștemean, șef lucrări la Universitatea
Brașov.

Iluminatul electric neuniform se aplică cu precădere în construcțiile civile și reprezintă o soluție economică în contextul utilizării raționale a energiei electrice, dar din punct de vedere calitativ nu este o soluție ideală. Iluminatul neuniform se poate obține prin variația densității surselor de lumină a puterii surselor și a orientării surselor față de planul de utilizare.

În industrie, iluminatul neuniform poate fi folosit pentru suprafețele cu densități neuniforme ale locurilor de muncă și în legătură cu schimbările dese ale tehnologiei, în halele cu prelucrări mecanice la rece. În astfel de situații, utilizarea de surse orientabile reprezintă soluția indicată tehnic și economic.

Lucrarea prezintă o metodă originală de calcul a componentei directe a iluminării dată de șiruri de surse luminoase liniare orientabile.

1. Presupunem că direcția de maximă intensitate luminoasă a surselor liniare din șir face cu perpendiculara pe planul de utilizare un unghi γ (fig.1.).

Sirul se presupune paralel cu planul de utilizare. Punctul P în care se calculează componenta orizontală a iluminării E_p se află în capătul șirului. Considerăm din lungimea șirului un element dl , a cărei poziție este definită prin unghiul β și distanța r . Considerînd elementul de tub dl perfect difuzant, iluminarea orizontală elementară în punctul P este dată de relația :

$$dE_p = \frac{dI_{u\alpha\beta} \cos \sigma}{r^2} , \quad (1)$$

unde $I_{u\alpha\beta}$ este intensitatea luminoasă pe unitatea de lungime (cd/m) corespunzătoare poziției elementului dl și punctului P, pentru fluxul standard de 1000 lm, conform figurii 1 :

$$\cos \sigma = \frac{h}{r} ; \quad r = \frac{h}{\cos(\alpha + \gamma) \cos \beta} ;$$

$$K = (\cos \gamma - \frac{p}{h} \sin \gamma) \cdot \quad (7)$$

De asemenea, din figura 1 rezultă :

$$p = a \cos \gamma - h \sin \gamma; \quad (8)$$

$$h' = a \sin \gamma + h \cos \gamma. \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{Deci : } K &= (\cos \gamma - \frac{a \cos \gamma - h \sin \gamma}{a \sin \gamma + h \cos \gamma} \sin \gamma) = \frac{h}{a \sin \gamma + h \cos \gamma} = \\ &= \frac{1}{\cos \gamma + a_x \sin \gamma}, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{unde } a_x = \frac{a}{h} \quad (11)$$

este distanța relativă, raportată la înălțimea h .

În cazul unui unghi $\gamma < 0$ (cu $h' < h$ fig.2), repetînd raționamentul de mai sus pentru $\gamma > 0$, obținem :

$$E_p = \frac{I_u \alpha}{2h} \cos^2(\alpha - \gamma) \left[\beta + \frac{\sin 2\beta}{2} \right] (\cos \gamma + \operatorname{tg} \alpha \sin \gamma); \quad (4')$$

$$E_p = E_h K'^2, \quad (5')$$

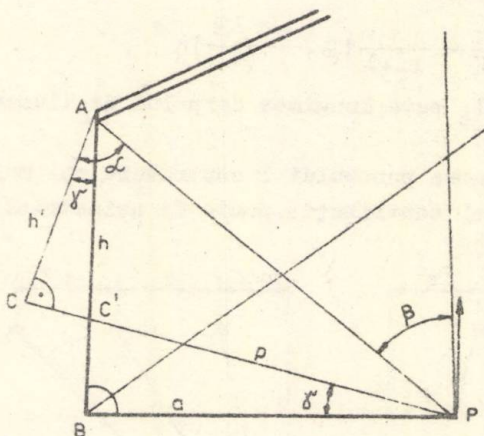


Fig.2

cu E_h conform relației (5), iar

$$K' = (\cos \gamma + \operatorname{tg} \alpha \sin \gamma) = (\cos \gamma + \frac{p}{h} \sin \gamma) \cdot \quad (7')$$

Din figura (2) se obține :

$$p = a \cos \gamma + h \sin \gamma; \quad (8')$$

$$h' = h \cos \gamma - a \sin \gamma. \quad (9')$$

$$\text{Deci : } K' = \left(\cos \gamma + \frac{a \cos \gamma + h \sin \gamma}{h \cos \gamma - a \sin \gamma} \sin \gamma \right) = \frac{h}{h \cos \gamma - a \sin \gamma} = \frac{1}{\cos \gamma - \frac{a}{h} \sin \gamma}. \quad (10')$$

Calculul se desfășoară în felul următor: la o configurație dată a șirului și la un punct P ales, cu relațiile (8) și (9) se calculează parametrii p , h' și unghiul $\alpha = \arctg \frac{p}{h'}$, în funcție de care se citește I_α pe curba fotometrică a corpului de iluminat care se raportează la lungimea tubului luminos. Pentru unghiul γ ales, se calculează factorul K cu relațiile (10), iluminarea corespunzătoare fluxului luminos standard de 1000 lm, cu factorul Δ de depreciere, se calculează cu relațiile (5).

3. Dacă în lungul șirului există distanțe, λ , între capetele corpurilor de iluminat iar corpurile de iluminat funcționează într-un mediu cu $\Delta > 1$, fluxul luminos al corpului de iluminat fiind Φ_c , iluminarea reală se calculează cu relația :

$$E_r = \frac{I_{\alpha} \cos^2 \alpha}{2h\Delta} \frac{\Phi_c}{1000} \frac{1}{l_c + \lambda} \left(\beta + \frac{\sin 2\beta}{2} \right) K^2, \quad (12)$$

pentru $\gamma > 0$, respectiv :

$$E_r = \frac{I_{\alpha} \cos^2 \alpha}{2h\Delta} \frac{\Phi_c}{1000} \frac{1}{l_c + \lambda} \left(\beta + \frac{\sin 2\beta}{2} \right) K'^2, \quad (12')$$

pentru $\gamma < 0$, unde l_c este lungimea corpului de iluminat (tubului) [m].

Cînd la iluminarea punctului P contribuie mai multe șiruri paralele echidistante, contribuția poate fi asimetrică (fig.3) sau simetrică (fig.4):

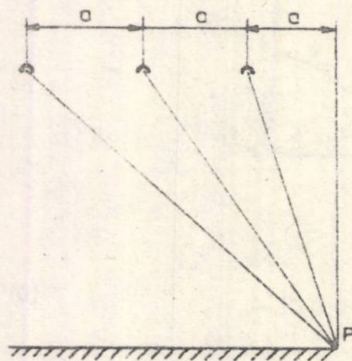


Fig. 3

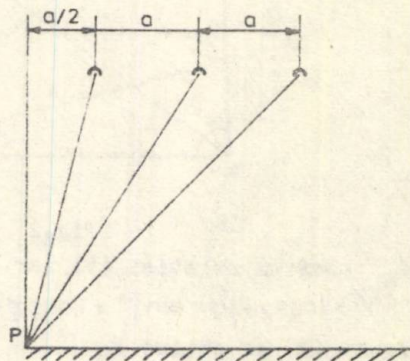


Fig. 4

$$E_p = C_s \sum_{i=1}^n I_{\alpha_i} \cos^2 \alpha_i K_{\beta_i} K_i'^2, \quad (13)$$

respectiv:

$$E_p = C_s \sum_{i=1}^n I_{\alpha_i} \cos^2 \alpha_i K_{\beta_i} K_i'^2, \quad (13')$$

unde :

$$C_s = \frac{1}{2h\Delta(1+\lambda)1000} \quad (14)$$

e o constantă a unui şir dat.

$$K_{\beta_i} = \beta_i + \frac{\sin 2\beta_i}{2} ; K_i = \frac{1}{\cos \gamma + a_{\beta_i} \sin \gamma} ; \quad (15-16)$$

$$K_i' = \frac{1}{\cos \gamma - a_{\beta_i} \sin \gamma}. \quad (16')$$

Pentru şirul "i", K_{β_i} poate fi pus sub forma :

$$K_{\beta_i} = \arctg \frac{L}{\sqrt{h^2 + i^2 a^2}} + \frac{L\sqrt{h^2 + i^2 a^2}}{L^2 + h^2 + i^2 a^2}, \quad (17)$$

pentru contribuţie asimetrică, respectiv :

$$K_{\beta_i} = \arctg \frac{L}{\sqrt{h^2 + (2i-1)^2 \frac{a^2}{4}}} + \frac{L\sqrt{h^2 + (2i-1)^2 \frac{a^2}{4}}}{L^2 + h^2 + (2i-1)^2 \frac{a^2}{4}} \quad (17')$$

pentru şirurile cu contribuţia simetrică.

$$K_i = \frac{1}{\cos \gamma + a_{\beta_i} \sin \gamma} \quad (18)$$

pentru şirurile cu contribuţie asimetrică, respectiv :

$$K_i = \frac{1}{\cos \gamma + (\frac{2i-1}{2}) a_{\beta_i} \sin \gamma} \quad (18')$$

pentru contribuţie simetrică.

Dacă $L \geq 4h$, K_{β_i} devine constant şi egal cu $\frac{\pi}{2}$. În [2] se prezintă o diagramă care permite calculul imediat al factorului K_{β_i} , funcţie de L şi $d_i = i a$, respectiv $\frac{2i-1}{2} a$.

Bibliografie

- [1] MICU, E. "Utilizările energiei electrice în industrie şi transporturi". EDP, 1975.
- [2] LUGOVSKOI, B.I. "Iluminatul fluorescent" EES, 1953.
- [3] GHEORGHIU, N. "Teoria şi practica iluminatului electric" Editura Tehnică, 1970.
- [4] VESTEMEAN, D. "Asupra calculului iluminării dată de şiruri de surse luminoase liniare" Sesiune ştiinţifică, Universitatea din Braşov, 1978.

VESTEMEAN DUMITRU

CONSIDERATII PRIVIND CALCULUL ILUMINARII DIRECTE
DATA DE SIRURI DE SURSE LUMINOASE ORIENTABILE

Rezumat

Lucrarea prezintă o metodă de calcul a iluminării directe dată de şiruri de surse liniare orientabile faţă de planul de utilizare astfel ca direcţia de maximă intensitate să nu fie perpendiculară pe acest plan.

CONSIDERATIONS CONCERNANT LE CALCUL D'ÉCLAIRAGE
DIRECT DONNÉ PAR SÉRIES DE SOURCES DE LUMIÈRE ORIENTABLES

Résumé

L'article présente une méthode de calcul d'éclairage direct donné par des séries de sources de lumière orientables par rapport au plan d'utilisation ainsi que la direction d'intensité maximale soit pas perpendiculaire sur ce plan.

ASUPRA DETERMINARII NIVELULUI DE PERTURBARE LA FUNCTIONAREA CUPTORULUI ELECTRIC CU ARC

Ing. D. Veştemean, şef lucrări la Universitatea din
Braşov.

În ultimul timp se conturează tot mai mult utilizarea regimului de funcţionare a cuptorului electric cu arc la mare putere a arcului. Acest lucru presupune în primul rând o putere instalată specifică mare [1], deci transformatoare puternice. Transformatoarele sînt folosite la capacitatea lor numai în perioada de topire [2,3], cuptorul electric lucrînd cu intensităţi de curent mai mari decît în tehnica obişnuită. Topirea în cuptorul electric cu arc se caracterizează prin mari variaţii ale curentului de lucru, variaţii care se datoresc următoarelor cauze [4]:

- neomogenitatea chimică a încărcăturii duce la ionizări neuniforme, ceea ce face ca de la o semiperioadă la alta intensitatea curentului se modifică;
- arcul electric se stabileşte întotdeauna pe calea de impedanţă minimă ceea ce duce la salturi ale arcului, de la o poziţie la alta, la un interval de timp de 0,1 - 0,4 sec;
- arcul unei faze are o mişcare ondulată, datorită cîmpului amplificat al fazelor vecine, ceea ce duce la o scădere a intensităţii pe faza respectivă.

Variaţiile de curent produc fluctuaţii de tensiune influenţate şi de alte cauze, ca de exemplu: tipul cuptorului, calitatea electrozilor, reţeta şarjei, conducerea electrică a elaborării, puterea de scurtcircuit (S_k) în punctul de racord al cuptorului. În regimul de lucru la mare putere a arcului, fluctuaţiile de tensiune sînt amplificate, avînd ca o consecinţă gravă efectul de flicker. Diversitatea metodelor de evaluare a fluctuaţiilor de tensiune arată caracterul mai mult sau mai puţin empiric al acestor metode [5].

Lucrarea îşi propune să evalueze nivelul fluctuaţiilor de tensiune pentru un grup de patru cuptoare electrice pentru care s-a prevăzut funcţionarea la mare putere a arcului, constituind în acelaşi timp şi o sinteză a metodelor de evaluare a fluctuaţiilor.

Cuptoarele pentru care se evaluează nivelul fluctuațiilor de tensiune, sînt echipate cu transformatoare puternice: 2,5MVA. Capacitatea fiecărui cuptor este de 3 tone, putînd fi supraîncărcat la 4,5 tone. Puterea specifică instalată variază, deci de la 555 kVA/tonă la 830 kVA/tonă.

Pentru aceste cuptoare, în [3] s-a studiat un regim de lucru optimizat la mare putere a arcului. Grupul de cuptoare este racordat la aceeași bară de 6 kV a stației SD. Impedanța pe fază, pentru un ansamblu: bobină de reactanță, transformator, cuptor electric, pe fază este de 5,37 ohm [3]. Puterea de scurtcircuit pe barele stației SD este de 150 MVA. Curentul de scurtcircuit pe 6 kV, în perioada de topire în regim de lucru prescris în [3] este de 645 A.

Nivelul fluctuațiilor de tensiune poate fi evaluat [5] prin relația :

$$V_p = \frac{3K_s Z_c I_{sc}^2}{S_k} 100\% , \quad (1)$$

unde: K_s este factorul de severitate, avînd valoarea medie 0,12;

S_k - puterea de scurtcircuit pe bara de record ;

Z_c - impedanța cuptorului, egală cu 5,37 ohm;

I_{sc} - curentul de scurtcircuit trifazat al ansamblului transformator - cuptor.

Nivelul maxim admis al fluctuațiilor, conform relației de mai sus este de 0,25%.

Făcînd calculele, obținem :

$$V_p = \frac{3 \cdot 0,12 \cdot 5,37 \cdot 645^2 \cdot 100}{150 \cdot 10^6} = 0,535\% ,$$

nivel care întrece pe cel maxim admis.

Metoda U.I.E. determină nivelul de fluctuații pe baza unor curbe experimentale, în funcție de raportul $\lambda = S_n/S_k$, unde S_n este puterea nominală a transformatorului. Pentru mai multe cuptoare în paralel pe aceeași bară de racord se determină puterea cuptorului echivalent prin metoda momentelor statistice [5]:

$$M_1 = 0,1638 \sum_i \left(\frac{S_{ci}}{S_{cmax}} \right)^2 ; \quad (2)$$

$$M_2 = 0,048 \sum_i \left(\frac{S_{ci}}{S_{cmax}} \right)^4 ; \quad (2')$$

$$M_3 = 0,0239 \sum_i \left(\frac{S_{ci}}{S_{cmax}} \right)^6, \quad (2'')$$

unde S_c este puterea cuprului.

Puterea cuprului echivalent se determină cu relația :

$$S_E = S_{cmax} \sqrt{M_1 + c \sqrt{M_2}}, \quad (3)$$

unde c este un coeficient ce depinde de raportul M_2^2/M_1^3 . În cazul de față $S_{ci}/S_{cmax} = 1$ și rezultă : $M_1 = 0,6552$; $M_2 = 0,193$; $M_3 = 0,0956$; $c = 3,5$; $S_E = 2,5 \sqrt{0,6552 + 3,5 \sqrt{0,193}} = 3,8 \text{ MVA}$.

Considerînd raportul λ_{max} corespunzător căruia nu au loc fluctuații de tensiune cu efect de flicker [5] rezultă :

$\lambda_{max} = 0,0081$. Puterea de scurtcircuit pe barele stației de racord rezultă :

$$S_k = \frac{S_n}{\lambda_{max}} = \frac{2,5}{0,0081} = 308 \text{ MVA},$$

deci o putere de scurtcircuit dublă față de cea existentă.

Puterea de scurtcircuit pe barele stației de racord poate fi calculată și cu relația [6]:

$$S_k = 80 S_c \sqrt[4]{n_c}, \quad (4)$$

unde n_c este numărul de cuptoare în paralel. În cazul de față:
 $S_k = 80 \cdot 2,5 \cdot 1,41 = 282 \text{ MVA}$.

În general, pentru determinarea nivelului S_k pe bara de racord se poate pleca de la relația [4]:

$$S_k = \frac{U^2}{Z_k}, \quad (5)$$

unde Z_k este impedanța de scurtcircuit pe bare de racord. Experiența a dovedit că efectul de flicker apare cînd există variații de curenți de 30% cu frecvența de 2-8 pe secundă. Dacă punem condiția ca variația de tensiune să nu depășească 0,25%, rezultă :

$$Z_k = \frac{0,25 U}{30 I_n}, \quad (6)$$

de unde : $S_k = \frac{30 UI}{0,25} = 119 S_c$,

adică: $S_k = 310 \text{ MVA}\%$.

În concluzie, în cazul celor patru cupatoare studiate, condițiile de evitare a fenomenului supărător de flicker nu sînt îndeplinite. Combaterea acestui efect se poate face fie prin creșterea tensiunii de alimentare a cupatoarelor fie prin creșterea puterii de scurtcircuit pe bara de alimentare, fie prin compensare reactivă. Primele două soluții nefiind realizabile tehnic, urmează a fi studiată în continuare cea de a treia soluție.

Compensarea reactivă poate fi făcută fie cu compensatoare sincrone, fie cu condensatoare statice. Neglijînd rezistențele, căderea de tensiune provocată de un șoc de putere reactivă pe barele stației de alimentare se calculează cu relația :

$$\Delta u\% = \frac{Q}{S_b} X \quad , \quad (7)$$

unde: S_b reprezintă puterea de calcul de bază pe barele de alimentare; X - reactanța echivalentă a sistemului în unități relative :

$$X = \frac{X_s X_c}{X_s + X_c} = \frac{\Delta u\% S_b}{Q} \quad , \quad (8)$$

unde: X_s este reactanța sistemului pe barele de racord ;

X_c - reactanța introdusă de compensator.

Reactanțele sînt exprimate în unități relative:

$$X_s = \frac{1,7 S_b}{S_k} \quad . \quad (9)$$

Din relația (8) rezultă :

$$X_c = \frac{X_s}{\frac{Q X_s}{\Delta u\% S_b} - 1} \quad . \quad (10)$$

Puterea nominală a compensatorului :

$$Q_c = \frac{X_d^n}{X_c} S_b [MVA_r] \quad . \quad (11)$$

Valoarea șocului Q din relația (10), la regimul de lucru la mare putere a arcului poate fi considerată egală cu puterea nominală a transformatorului cupătorului, iar pentru un grup de cupatoare, egală cu media pătratică a puterii cupatoarelor.

Pentru cazul analizat, luind $S_b = 100$ MVA și $\Delta u\% = 0,6\%$,
avem : $X_s = \frac{1,1 \cdot 100}{150} = 0,735 \text{ } u_r$;

$Q = S_c = 2,5$ MVA. Rezultă: $X_c = 9,35$.

Alegînd $X_d'' = 10\%$

$$Q_c = \frac{0,1}{0,35} 100 = 29 \text{ MVA}_r .$$

Soluția comparativ cu compensarea cu condensatoare serie se va analiza într-o lucrare viitoare.

Bibliografie

- [1] VACU, S., DRAGOMIR, I. Funcționarea și exploatarea cuptoarelor electrice cu arc în regim U.H.P. IDT 1972.
- [2] VESTEMEAN, D. Alegerea regimului de funcționare a cuptorului electric cu arc. Buletin CIT 1979.
- [3] VESTEMEAN, D. Studiul privind regimul economic de funcționare a transformatoarelor din IT Brașov, contract nr. 58/78.
- [4] HRADILEK, Z. Rezolvarea rețelei de alimentare de înaltă tensiune, din punct de vedere al puterii cuptoarelor electrice cu arc și din punct de vedere al fluctuațiilor. EE 1/72.
- [5] ALBERT, H. și col. Alimentarea cu energie electrică a întreprinderilor industriale, Editura Tehnică, București, 1978.
- [6] LEU, H.W., SCHLÄPFER, O. High-Capacity Arc Furnace, R.B.B. 10/1976.

VESTEMEAN, D.

ASUPRA DETERMINARII NIVELULUI DE PERTURBARE LA
FUNCTIONAREA CUPTORULUI ELECTRIC CU ARC

Rezumat

Lucrarea își propune să evalueze nivelul fluctuațiilor de tensiune la funcționarea la mare putere a arcului a unui grup de patru cuptoare electrice cu arc și constituie o sinteză a metodelor de evaluare a fluctuațiilor de tensiune pentru grupurile de cuptoare electrice cu arc.

SUR DÉTERMINATION DU NIVEAU DE PERTURBATION À LA
POINCTIONNEMENT DES FOURS À ARC ÉLECTRIQUE

Résumé

L'auteur se propose d'évaluer le niveau des fluctuations de tension au fonctionnement à grande puissance de l'arc d'un groupe de quatre fours à arc électrique et représente une synthèse des méthodes d'évaluation des fluctuations de tension pour les groupes de fours à arc électrique.



10-11-1928

E 4524/3

BULETINUL

UNIVERSITATII
DIN BRASOV

MECANICA APLICATA
Seria A
CONSTRUCTII DE MASINI

Vol. XXI-C · 1979



BULETINUL UNIVERSITATII DIN BRASOV

SERIA A

- Construcția de autovehicule
și mașini agricole
- Construcția de mașini și
tehnologia prelucrării metalelor

Vol. XXI - C. 1979

COLEGIUL DE REDACTIE

Prof.dr.ing. Florea Duduță (președinte),
prof.em.dr.ing.Victor Heffmann (vicepreședinte), conf.dr.ing.Filofteia Negruțiu,
prof.dr.ing. Vasile Vulcu, conf. dr.ing.
Lidia Benche, prof.dr.ing. Ioan Drăghici,
prof. dr. ing. Giusepe Munteanu, prof.dr.
ing. Darie Parascan.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Victor Benche, prof.dr.ing. Gheorghe Bobescu, conf.dr.ing. Sergiu Chiriacescu, prof.dr.ing.Ioan Drăghici(redactor șef), conf.dr.ing.Ioan Goia, conf.dr.ing.Emeric Jakab, conf.dr.ing. Mircea Ivan, conf.dr.ing.Aurel Jula(redactor șef adjunct), prof. dr.ing. Andrei Nicolaide, prof.dr.ing. Virgil Olariu, conf.dr.ing. Simion Popescu, conf.dr. ing. Gheorghe Secară, prof.dr.ing.Wilibald Szabo, prof. dr.ing.Petre Tudoran, prof.dr.ing.Nicolaie Veștemeanu.

Secretar de redacție:șef.lucr.ing.Mihai Ciobotă.

De conținutul științific al lucrărilor din acest volum
răspund autorii respectivi

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A – Applied Mechanics – Machine Building
Vol. XXI - C • 1979

*Building of motor – vehicles
and farming machines*

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A – Mécanique appliquée – Construction de machines
Vol. XXI - C • 1979

*Construction d'automobiles et
de machines agricoles*

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A – Angewandte Mechanik – Maschinenbau
Band. XXI - C • 1979

*Bau von Kraftfahrzeugen und
von landwirtschaftlichen Maschinen*

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRASOV
Series A - Applied Mathematics - Machine Building
Vol. XXI - 1979

Building of motor-vehicles
and farming machines

BULLETIN DE UNIVERSITATEA DE BRASOV
Seria A - Matematica aplicata - Constructii mecanice
Vol. XXI - 1979

Constructii de automobile si
masini agricole

BRASOV
Editura Universitatii de Brasov
1979

1979
1979

S U M M A R
S U M M A R Y
I N H A L T S V E R Z E I C H N I S
S O M M A I R E

CONSTRUCTIA DE AUTOVEHICULE SI MASINI AGRICOLE
BUILDING OF POWER CRAFTS AND AGRICULTURAL MACHINES
BAU VON KRAFTFAHRZEUGEN UND LANDWIRTSCHAFTLICHEN
MASCHINEN
CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES ET DE MACHINES AGRICOLES

Pag.

NEAMTU, T. Determinarea unghiului de inclinare a masei suspendate la autoutilitarele T.V., în jurul axei transversale	1
How to find the angular displacement about the transversal axis of an "TV-MINIBUS".	
Bestimmung des Neigungswinkels um die Queraxe an der hängenden Masse von "Tudor-Vladimirescu" Nutzfahrzeugen.	
Determination de l'angle de piquage-cabrage de la masse suspendue des autoutilitaires T.V.	
NEAMTU, T., DELIU, GH. Stand oscilant pentru determinarea momentelor de inerție ale automobilelor.	5
Oscillatring stand to find the moment of inertia of an automobile.	
Schwingprüfstand zur Trägheitsmomentbestimmung an Wagen.	
Stand oscilant pour déterminer les moments d'inertie des autos.	
VELICU, I. Unele aspecte privind calculele diferențialelor cu autoblocare mixtă	13
Some Aspects regarding the Calculation of mixed self-locking Differentials.	
Zur Frage der Berechnung von Differentialgetrieben mit gemischter Selbstblockierung.	
Certains aspects concernant le calcul des différentiels à autoblocage mixte.	

- VELICU, D. Circulația puterii în diferențialele cu autoblocare mixtă 19
- Power Circulation in mixed self-locking Differentials.
- Der Kräfteumlauf in den Differentialgetrieben mit gemischter Selbstblockierung.
- La circulation de la puissance dans les différentiels à autoblocage mixte.
- MASTASOIU, S., PERES, GH., BOBESCU, GH. Repartizarea forței tangențiale între punțile tractorului cu patru roți motoare, în viraj 25
- Distribution of tangential Force between the Axles of four-drive-wheel Tractors during turning.
- Die Verteilung der Tangentialkraft auf die Schlepperachsen, bei Allradantrieb im Falle einer Wendung.
- Répartition de la force tangentielle entre les essieux du tracteur à quatre roues motrices, durant le virage.

CONSTRUCTIA DE MASINI SI TEHNOLOGIA PRELUCRARII
METALELOR

MACHINE BUILDING AND METAL WORKING TECHNOLOGY

MASCHINENKONSTRUKTION UND TECHNOLOGIE DER
METALLBEARBEITUNG

CONSTRUCTION MECHANIQUE ET TECHNOLOGIE D'USINAGE
LES MATERIAUX

- BUZATU, C., DRAGHICI, G., SECARA, GH., ROSCA, D. Calitatea suprafeței prelucrate prin broșare și influența diverșilor factori asupra acesteia. 35
- Quality of broached surfaces and the influence of various factors on them.
- Die Qualität der durch Räumen bearbeiteten Oberfläche und der Einfluss verschiedener Faktoren auf dieselbe.
- La qualité de la surface usinée par brochage et l'influence de divers facteurs sur celle - là.
- VAJDA, AL., BEJINARU, GH. Studiul formei așchiilor la morțezarea roților dințate cu cuțit-roată, în vederea determinării forțelor de așchiere. 41

Study of the cuttings form of mortising of cylindrical gearing by fellows cutten, in view of cutting forces determination.

Studium der Spanformen beim Zahnräderwälzstossen, zur Bestimmung der entsprechenden Schnittkräfte.

L'étude des formes coimpeaux à la mortaisage des angrenage cylindriques pour outil-pignon, en vue de la détermination des forces de coupe.

- BUZATU, C. Calculul avansului echivalent la găurirea suprafețelor în trepte 49
- The calculation of equivalent feed of the step holes drilling.
- Die Berechnung des Äquivalenten Vorschubs beim Bohren der gestuften Oberflächen.
- Le calcul de l'avance équivalent pour perçage des surfaces en escalier.

- VAIDA, AL., BEJINARU, GH. Influența factorilor tehnologici asupra preciziei operației de mortezare cu cuțit roată a roților dințate cilindrice. 55
- Technological factors influence on work accuracy of mortising by fellows cutter.
- Einfluss der technologischen Faktoren auf die Genauigkeit der Wälzstossbearbeitung von Zahnrädern mit Hilfe der Schneidräder.
- L'influence des facteurs technologiques sur la precision l'operation de mortaisage par outil-pignon des angrenage.

- MEMET, G., MANIU, L., POPESCU, R. Considerații privind ambutisarea cu cauciuc a produselor din aliaje de aluminiu. 61
- Considerations about cupping with rubber of aluminium alloy pieces.
- Betrachtungen zum Tiefziehen mit Gummikissen von Erzeugnissen aus Aluminiumlegierungen.
- Consideration sur ambutissage par couzchouc des produits d'aliages d'aluminium.

- CISMARU, I., CISMARU, M. Contribuții la studiul prelucrării pe mașini de frezat. 69
- Contribution to the study of working on a milling machine.
- Beiträge zum Studium der Bearbeitung mit Hilfe der Fräsmaschinen.
- Contributions à l'étude de l'usinage sur fraiseuses.

- GRIGORIU, M., SECARA, GH., COSMA, D. Proiectarea sculelor
agonietoare cu ajutorul calculatorului electronic.
Partea I 77
The design of the cutting tools by computer. First part.
Die Projektierung der spanathebenden Werkzeuge mit
Hilfe der elektronischen Rechner. Erster Teil.
La projection des outils coupes à l'aide du calcula-
teure électronique. Premier partie.
- BLUJAN, V. Tarozii pentru filete trapezoidale speciale cu
mai multe începuturi cu diametre mici. 85
Taps for special trapezoidal threads with several
small diameter beginning.
Gewindebohrer für spezielle trapezoidale Gewinde mit
mehreren Anfängen mit kleinem Durchmesser.
Tarodus pour trapézoïdaux spéciaux à plusieurs
commencements de diamètres réduits.
- IVAN, M., CRISTIAN, I. Determinarea parametrilor tehnolo-
gici la prelucrarea electrochimică a oțelului MoSC30. 93
Determination of technological parameters to the elec-
trochemical machining of the steel MoSC30.
Ermittlung der technologischen Parameter beim elektro-
chemischen Senken des MoSC30 Stahles.
La détermination des paramètres technologiques d'usinage
électrochimique d'acier MoSC30.
- ENE, V. Calculul unui vibrator inertial cu multiplicarea
vitezei de rotație prin mișcare hipocicloidă 101
Calcul relation of a inertial vibrator with multiplica-
tion of rotation speed by hypocycloidal motion.
Berechnung eines Trägheitsvibrators mit Drehgeschwin-
digkeitserhöhung durch hypozykloïdale Bewegung.
Le calcul d'un vibretoire inertiel à multiplication de
la vitesse de rotation par mouvement hypocycloïdal.
- CONSTANTINESCU, ALEX., EHALLICH, D., GERMAN, V. Indesarea
suplimentară dinamică a formelor de dimensiuni mici și
medii executate prin scuturare 109
Supplementary dynamic ramming of little and medium
molds manufactured by jolt-molding.

Zusätzliche dynamische Verdichtung bei durch Rütteln hergestellter kleiner und mittelgrosser Giessformen.
L'entassement supplémentaire par secouage des moules de faibles et moyennes dimensions.

- VULCU, V., SAMOILA, C., CONSTANTINESCU, A., BOBANCU, S.
Considerații privind indesarea amestecurilor de formare din două direcții 115
Considerations on mould compactions in two directions.
Betrachtungen bezüglich der Verdichtung von zwei Seiten der Formsande.
Considerations sur le serrage du matériaux de moulage en deux directions.

- CIOBANU, I., MUNTEANU, A., POFA, A. Nomogramă pentru stabilirea variației de duritate pe secțiunea pieselor calite în ulei TT 25, pe baza curbelor de calibilitate. 121
A nomogram for determining hardness variation on TT 25 oil hardened steel parts on the basis of hardability curves.
Nomogramm zur Bestimmung, auf Grund der Härtebarkeitsdiagramme, der Härteverteilung im Querschnitt von in Öl, Marke TT 25, gehärteten Werkstücken.
Nomogramme pour établir la variation de la dureté sur la section des pièces trempées en huile TT 25 conformément aux courbes de trempabilité.

- BRANA, M. Studiul comparativ al durabilității tarozilor cu filet rulat la cald și la rece 127
Comparative study of the durability of cold-rolled and hot-rolled taps.
Vergleichende Untersuchung der Dauernutzigkeit von kalt- und warmgewalzten Gewindebohrern.
Etude comparative de la durabilité des tarauds roulés à chaud et à froid.

- BRANA, M. Stabilirea variației limitei de curgere convențională în funcție de temperatura pentru oțelul Rp 5. 131
Establishing the temperature-dependant, variation of the dynamic limit of a yield point with Rp 5 steels.
Bestimmung der Grenzvariation des konventionellen Fließens in Abhängigkeit von der Temperatur bei Rp 5 Stahl.

Etablissement de la variation de la limite de l'écoulement conventionnel, en fonction de la température, pour l'acier Rp 5.

SCOROBETIU, L., TRIF, N. Dispozitiv pentru preincalzirea partiala a pieselor masive in vederea sudarii. 137

The device for heating the zone immediately adjacent to the weld of the big machine parts.

Vorrichtung zur teilweisen Vorwärmung der massiven Maschinenteile für das Schweißen.

Installation pour prechauffage partielle des pieces massives pour soudage.

ANDREIȘECU, P., SCOROBETIU, L., IOVANAS, R., SERBAN, C., POPESCU, A. Inlocuirea echipamentului electromecanic cu echipament electronic la utilajele din dotarea sectoarelor calde 143

Substituting the electromechanical equipment by electronic equipment from the forging and casting workshop.

Die Ersetzung der elektromechanischen Ausrüstungen mit elektronischen Ausrüstungen bei den warmteilausstattungen.

Le remplacement de l'équipement electromecanique avec l'équipement électronique aux outillages de la dotée des secteurs chaudes.

DETERMINAREA UNGHIULUI DE INCLINARE A MASEI SUSPENDATE
LA AUTOUTILITARELE T.V. , IN JURUL AXEI TRANSVERSALE

Dr.ing.T.Neamțu, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov.

Forțele de frinare la autoutilitarele T.V. (cu particularizare numerică pentru autoutilitara T.V.41-C) depind de : greutatea autoutilitarei (G_a), coeficientul de aderență (φ) și unghiul de oscilație în jurul axei transversale (θ) (relațiile 1) [1]:

$$F_1 = (7,92 \cdot 10^3 \theta + 0,14 F \cdot G_a) \varphi ; \quad (1)$$

$$F_2 = (8,25 \cdot 10^3 \theta + 14 G_a) \varphi .$$

Parametrul " $\lambda = \frac{F_1}{F_2}$ " depinde de greutatea autoutilitarei (G_a) și unghiul de oscilație în jurul axei transversale (θ), (relațiile 2) [1]:

$$\lambda = \frac{7,92 \cdot 10^3 \cdot \theta + 0,147 \cdot G_a}{8,25 \cdot 10^3 \theta + 14 G_a} . \quad (2)$$

Expresia (2) a fost particularizată tot pentru autoutilitara TV41-C.

Pentru a putea studia variația forțelor de frinare F_1 , F_2 , a forței totale de frinare $F = F_1 + F_2$ și a parametrului λ , trebuie cunoscute valoarea unghiului " θ " de înclinare a masei suspendate pentru autoutilitarele T.V.

Considerînd autoutilitara ca un sistem cu suspensie elastică cu două grade de libertate (Fig.1) se poate da următoarea relație pentru calculul unghiului " θ ":

$$\theta = \frac{\Delta f_1 - \Delta f_2}{L} . \quad (3)$$

În relația (3), Δf_1 și Δf_2 sînt variațiile de săgeți la punctele din față și spate, ca urmare a variațiilor reacțiunilor dinamice (N_{1f} și N_{2f}) în timpul frînării ΔN_1 și ΔN_2 :

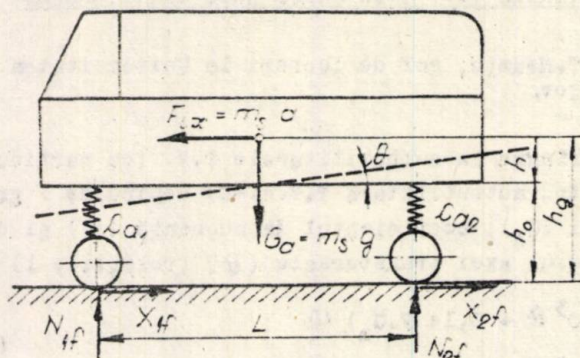


Fig 1

$$\begin{aligned} \Delta f_1 &= c_{a1} \Delta N_1 ; \\ \Delta f_2 &= c_{a2} \Delta N_2 , \end{aligned} \quad (4)$$

unde „ c_{a1} ” și „ c_{a2} ” sînt constantele elastice ale arcurilor din față și spate.

Urmărind fenomenul fizic se poate scrie că :

$$\Delta N_1 = - \Delta N_2 \quad \text{sau} \quad |\Delta N_1| = |\Delta N_2| = \frac{h}{L} m_s a , \quad (5)$$

unde „ h ” este înălțimea centrului de greutate al masei suspendate al autoutilitareii față de punctele de prindere a masei suspendate de arcuri, iar „ a ” este accelerația autoutilitareii.

Rezultă că expresia (3) poate fi pusă sub forma :

$$\theta = \frac{c_{a1} \Delta N_1 + c_{a2} \Delta N_2}{L} = \frac{c_{a1} + c_{a2}}{L} \frac{h}{L} m_s a . \quad (6)$$

La limita de aderență a autoutilitareii $a = \varphi g$, expresia (6) devine :

$$\theta = \frac{c_{a1} + c_{a2}}{L^2} h \varphi g m_s = \frac{c_{a1} + c_{a2}}{L^2} h \varphi G_s , \quad (7)$$

unde „ G_s ” este greutatea părții suspendate a autoutilitarelor T.V.

La uzina „Autobuzul” București, pentru autoutilitara TV.41 s-a determinat experimental poziția centrului de greutate (cota h_g).

- Pentru autoutilitara echipată, fără sarcină utilă $h_g \approx 1$ m.
- Pentru autoutilitara echipată cu sarcină utilă $G_u = 1200$ daN, $h_g \approx 0,8$ m.

Cota „ h_0 ” de la calea de rulare pînă la punctul de prindere a arcului este dată în desenele autoutilitarelor. Astfel pentru autocamionetă T.V., $h_0 = 51,5$ cm, rezultă cota „ h ” :

$h = 80 - 51,5 = 28,5$ cm, pentru autocamionetă cu sarcină utilă.

Constantele elastice ale arcurilor din față și spate la autoutilitarele T.V.41 au valorile :

$$c_{a_1} \approx 62 \text{ daN/cm} \quad \text{și} \quad c_{a_2} = 75 \text{ daN/cm} \quad \text{sau} \\ c_{a_2} = 99 \text{ daN/cm.}$$

Rezultă că utilizînd relația (7) se poate calcula valorile unghiului „ θ ” pentru diverse sarcini utile și coeficienți de aderență.

BIBLIOGRAFIE

- [1] NEAMTU, T. Posibilitatea utilizării dispozitivelor de repartiție a eforturilor de frînare pe punți la autoutilitarele T.V. Teză de doctorat 1978.
- [2] NEAMTU, T. Contribuții la studiul frînării autoutilitarei T.V. în funcție de sarcina dinamică pe punți. Buletin tehnico-științific, Tom I, vol. I, Editura Tehnică, București, 1973.
- [3] UNTARU, M. și colectiv. Automobile. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.

NEAMTU, T.

DETERMINAREA UNGHIIULUI DE INCLINARE A MASEI SUSPENDATE
LA AUTOUTILITARELE T.V. , IN JURUL AXEI TRANSVERSALE

Rezumat

In această lucrare se prezintă o metodă analitică de determinare a unghiului de oscilație a masei suspendate a autovehiculelor, în jurul axei transversale. Particularizările numerice s-au făcut pentru autoutilitarele T.V.

BESTIMMUNG DES NEIGUNGSWINKELS UM DIE QUERAXE AN DER
HANGENDEN MASSE VON „TUDOR-VLADIMIRESCU“ NUTZFAHRZEUGEN

Zusammenfassung

Es wird ein analytisches Verfahren zur Bestimmung des Schwingungswinkels um die Queraxe aufgehängter Wagenmasse beschrieben.

Die ausgeführten Rechenbeispiele beziehen sich auf T.V. Gebrauchswagen.

STAND OSCILANT PENTRU DETERMINAREA MOMENTELOR DE INERTIE ALE AUTOMOBILELOR

Dr.ing.T.Neamtu, șef de lucrări la Universitatea
din Brașov ;

Dr.ing.Gh.Deliu, conferențiar la Universitatea
din Brașov.

În general pentru determinarea momentelor de inerție al unui corp sau sistem de corpuri se folosește metoda suspendării elastice a lui, lăsându-l să oscileze. Cunoscând parametrii mișcării și constantele elementelor elastice se pot calcula momentele de inerție ale corpurilor sau sistemelor de corpuri considerate.

Pentru determinarea momentelor de inerție ale automobilelor s-a proiectat un stand oscilant.

1. Descrierea și funcționarea standului

Un astfel de stand oscilant poate fi construit din profile sudate sau îmbinate cu șuruburi, astfel dimensionat încât să poată permite utilizarea lui pentru o gamă largă de automobile.

Pentru a permite standului să oscileze după trei direcții principale, va fi prevăzut cu o bară de torsiune și un rulment axial care va permite oscilația în jurul unei axe verticale ce trece prin centrul său de greutate.

Pe laturile standului avem câte două perechi de articulații, cărora le corespund câte două perechi de arcuri elicoidale.

Automobilul va fi așezat pe stand astfel încât centrul său de greutate să se afle în prelungirea axei verticale ce trece prin centrul de greutate al cadrului.

Împunându-se sistemului trei mișcări de oscilație succesive, după cele trei axe principale, putem calcula cele trei momente de inerție ale sistemului.

Se vor determina inițial și momentele de inerție ale standului lăsat să oscileze în jurul celor trei axe principale ale sistemului.

Scăzând din momentul de inerție al întregului sistem, momentul de inerție al standului se obține momentul de inerție al automobilului față de axele principale ale sistemului.

Aplicând formula lui Steiner, se determină momentele de inerție față de axele proprii ce trec prin centrul de greutate al automobilului.

În cazul nostru, cunoscându-se unele dimensiuni ale automicanelor românești, s-au ales următoarele dimensiuni pentru stand :

6000 x 3000 x 220.

2. Dimensionarea elementelor elastice

Pentru dimensionarea barei de torsiune, a arcurilor și articulațiilor s-a pornit de la cele trei ecuații de oscilație ale sistemului și s-au admis inițial ca cunoscute momentele de inerție principale ale autocamionului [1].

Astfel momentele de inerție față de axa verticală ce trece prin centrul de greutate a fost luat drept $J_{M/Z} = 147385 \text{ kgf cm s}^2$, iar momentele față de axele de oscilație ale sistemului au fost admise conform formulei lui Steiner:

$$J_{M/A} = J_{C/A} + \frac{GM}{g} S_{M/A}^2 \cong 1,4 \frac{GM}{g} S_{M/A}^2 \quad (1)$$

$$J_{M/B} = J_{C/B} + \frac{GM}{g} S_{M/B}^2 \cong 1,2 \frac{GM}{g} S_{M/B}^2$$

Ecuația mișcării de oscilație în jurul axei O_z (fig.1), privită ca o mișcare oscilatorie neamortizată, este de forma :

$$J_{RM/Z} \ddot{\varphi} = -C_D \varphi, \quad (2)$$

unde : $J_{RM/Z}$ - momente de inerție al sistemului în jurul axei O_z ;

C_D - rigiditatea barei de torsiune ;

φ - unghi de rotire în radiani ;

$\ddot{\varphi}$ - accelerația unghiulară.

Atunci puleația mișcării este

$$\omega^2 = \frac{C_D}{J_{RM/Z}}, \quad \text{din care} \quad C_D = \frac{4T^2}{T_{RM/Z}^2} J_{RM/Z} \quad (3)$$

Ecuația mișcării de oscilație în jurul axei ce trece prin articulația A (Fig.1) este dată de relația :

$$\ddot{\varphi} + \frac{C_A L_A^2 - G_{RM} (h_{RM} + h_R)}{J_{RM/A}} \varphi = 0, \quad (4)$$

din care

$$C_A = \frac{J_{RM/A} 4T^2}{L_A^2 T_{RM/A}^2} + \frac{G_{RM} (h_{RM} + h_R)}{L_A^2} \quad (5)$$

unde $\omega = \frac{2\pi}{T_{RM/A}}$ - puleația mișcării ;

$T_{RM/A}$ - perioada de oscilație ;

C_A - constanta elastică a arcului.

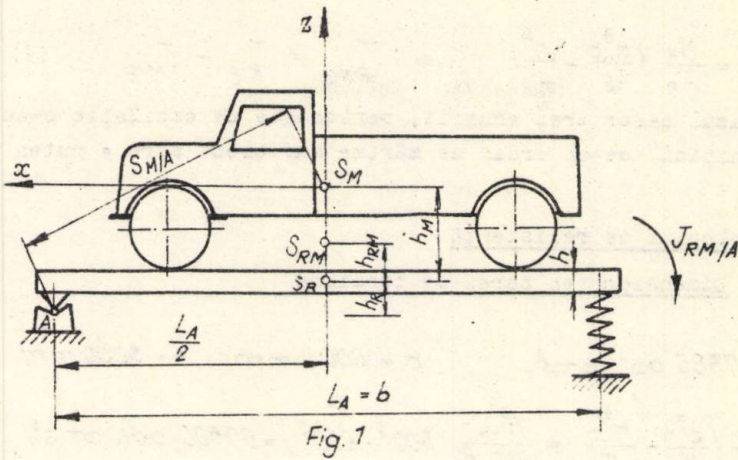


Fig. 1

Standul a fost considerat ca o placă dreptunghiulară cu dimensiunile $b \times h$.

$$J_{R+M/A} = \frac{M_R}{A_R} \left(\frac{b^3 h}{12} + \frac{b^2}{4} b h \right) \text{ și } J_{RM/A} = J_{R/A} + J_{M/A} \quad (6)$$

Ecuția mișcării de oscilație în jurul axei ce trece prin articulația B (Fig. 2) este dată de relația :

$$\ddot{\varphi} + \frac{C_B L_B^2 - G_{RM} (h_{RM} + h_R)}{J_{RM/B}} \varphi = 0, \quad (7)$$

din care

$$C_B = \frac{J_{RM/B}}{L_B^2} \frac{4\pi^2}{T_{RM/B}^2} + \frac{G_{RM} (h_{RM} + h_R)}{L_B^2}$$

unde,

$$\omega = \frac{2\pi}{T_{RM/B}} \text{ - pulsația mișcării ;}$$

$T_{RM/B}$ - perioada de oscilație ;

C_B - constanta elastică a arcului.

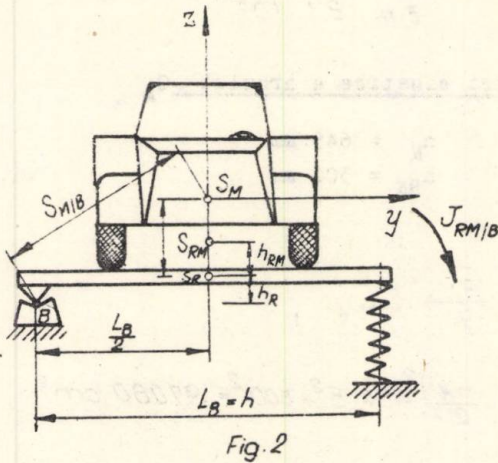


Fig. 2

$$J_{R/B} = \frac{M_R}{A_R} \left(\frac{h^3 b}{12} + \frac{b^3 h}{12} \right) \text{ si } J_{RM/B} = J_{R/B} + J_{M/B} \quad (9)$$

În cazul celor trei ecuații, perioadele de oscilație s-au adoptat inițial, de un ordin de mărime suficient spre a putea fi măsurate.

3. Calculul de rezistență

3.1. Dimensionarea barei de torsiune

$$J_{M/Z} = 147385 \text{ daN cm}^2, \quad b = 6000 \text{ mm}, \quad h = 3000 \text{ mm},$$

$$J_{R/Z} = \frac{M_R}{A_R} \left(\frac{b^3 h}{12} + \frac{h^3 b}{12} \right) = \frac{1500}{990 \cdot 12} (300^3 + 600^3) = 57500 \text{ daN cm}^2,$$

$$J_{RM/Z} = J_{R/Z} + J_{M/Z} = 57500 + 147385 = 204885 \text{ daN cm}^2.$$

Din formule (3), pentru $T_{RM/Z} = 2,5 \text{ s}$,

$$C_D = \frac{4T^2}{T_{RM/Z}} \quad J_{RM/Z} = \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 204885}{2,5^2} = 1300000 \text{ daN/cm};$$

$$\frac{\pi}{F} = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{C_D L_D}{G}; \quad L_D = 300 \text{ mm (lungimea barei);}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{32 C_D L_D}{\pi G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 1300000 \cdot 30}{3,14 \cdot 81 \cdot 10^5}} = 47,3 \text{ mm} \approx 48 \text{ mm}.$$

3.2. Calculul constantei elastice a arcului C_A

$$\begin{aligned} b &= 6000 \text{ mm}, & h_M &= 645 \text{ mm}, \\ h &= 3000 \text{ mm}, & h_{RM} &= 300 \text{ mm}, \\ h_R &= 200 \text{ mm}. \end{aligned}$$

$$J_{M/A} = 1,4 \frac{G_M}{G} S_{M/A}^2,$$

$$S_{M/A}^2 = (h_R + h_M)^2 + \left(\frac{L_A}{2} \right)^2 = 84,5^2 + 300^2 = 97060 \text{ cm}^2.$$

$$J_{M/A} = 1,4 \frac{5940}{980} 97060 = 825000 \text{ daN cm s}^2,$$

$$J_{R/A} = \frac{M_R}{A_R} \left(\frac{b^3 h}{12} + \frac{b^2}{4} b h \right) = \frac{G}{g} \frac{b^3}{3} = \frac{600^2}{3} \cdot \frac{1500}{980} = 184000 \text{ daN cm s}^2,$$

$$J_{RM/A} = J_{R/A} + J_{M/A} = 184000 + 825000 = 1009000 \text{ daN cm s}^2.$$

Din formula (5) , pentru $T_{RM/A} = 1 \text{ s}$,

$$C_A = \frac{J_{RM/A}}{L_A^2} \frac{4\pi^2}{T_{RM/A}^2} + \frac{G_{RM} (h_{RM} + h_R)}{L_A^2} ;$$

$$C_A = \frac{1009000 \cdot 4 \cdot 3,14^2}{600^2} + \frac{7440 \cdot 50}{600^2} = 111,5 \frac{\text{daN}}{\text{cm}}.$$

3.3. Calculul constantei elastice a arcului C_B

$$b = 6000 \text{ mm} ,$$

$$h_M = 645 \text{ mm} ,$$

$$h = 3000 \text{ mm} ,$$

$$h_{RM} = 300 \text{ mm} ,$$

$$h_R = 200 \text{ mm} ,$$

$$J_{M/B} = 1,2 \frac{G_M}{g} S_{M/B}^2 ,$$

$$S_{M/B}^2 = (h_R + h_M)^2 + \left(\frac{L_B}{2} \right)^2 = 84,5^2 + 150^2 = 29600 \text{ cm}^2 ,$$

$$J_{M/B} = 1,2 \frac{5940}{980} 29600 = 215000 \text{ daN cm s}^2 ,$$

$$J_{R/B} = \frac{M_R}{A_R} \left(\frac{h^3 b}{12} + \frac{h^2}{4} b h \right) = \frac{G_R}{g} \frac{h^2}{3} = \frac{300^2}{3} \cdot \frac{1500}{980} = 46000 \text{ daN cm s}^2 .$$

$$J_{RM/B} = J_{R/B} + J_{M/B} = 215000 + 46000 = 261\ 000 \text{ daN.cm.s}^2.$$

Din formula (8), pentru $T_{RM/B} = 0,9 \text{ s}$,

$$C_B = \frac{J_{RM/B} \cdot 4 T^2}{L_B^2 T_{RM/B}^2} + \frac{G_{RM} (r_{RM} + r_R)}{L_B^2},$$

$$C_B = \frac{261\ 000 \cdot 4 \cdot 3,14^2}{300^2 \cdot 0,9^2} + \frac{7440 \cdot 50}{300^2} = 145,66 \frac{\text{daN}}{\text{cm}}.$$

3.4. Calculul și verificarea arcurilor

a) $C_A = 111,5 \text{ daN/cm}$, $F = 1860 \text{ daN}$,

$$f_{st} = \frac{F}{C_A} = \frac{1860}{111,5} = 16,7 \text{ cm}, \quad f_d = 2 \text{ cm}, \quad f_t = f_{st} + f_d = 18,7 \text{ cm},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 F R}{\pi \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1860 \cdot 7}{3,14 \cdot 4800}} = 24 \text{ mm},$$

$$n_{sp} = \frac{f_t d^4 G}{8 F D^3} = \frac{18,7 \cdot 2,4^4 \cdot 810000}{8 \cdot 1860 \cdot 2750} = 12,3 \text{ spire},$$

$$H = d(n + 1,5) + f_t = 2,4 \cdot 13,8 + 18,7 = 52 \text{ cm},$$

$$F_{max} = 1,12 \cdot 1860 = 2100 \text{ daN},$$

$$\tau = \frac{16 F_{max} R}{\pi d^3} \leq \tau_a, \quad \tau_a = 6000 \text{ daN/cm}^2,$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 2100 \cdot 7}{3,14 \cdot 2,4^3} = 5400 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \tau_a.$$

b) $C_B = 145,66 \text{ daN/cm}$, $F = 1860 \text{ daN}$,

$$f_{st} = \frac{F}{C_B} = \frac{1860}{145,66} = 12,7 \text{ cm}, \quad f_d = 2 \text{ cm}; \quad f_t = f_{st} + f_d = 14,7 \text{ cm},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 F R}{\pi \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1860 \cdot 7}{3,14 \cdot 4800}} = 24 \text{ mm},$$

$$n_{sp} = \frac{f_t d^4 G}{8 F D^3} = \frac{14,7 \cdot 2,4^4 \cdot 810000}{8 \cdot 1860 \cdot 2750} = 9,7 \text{ spire},$$

$$H = d(n + 1,5) + f_t = 2,4 \cdot 11,2 + 14,7 = 42 \text{ cm},$$

$$F_{max} = 1,15 F = 2150 \text{ daN},$$

$$\tau = \frac{16 F_{max} R}{\pi d^3} \leq \tau_a,$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 2150 \cdot 7}{3,14 \cdot 2,4^3} = 5510 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \tau_a = 6000 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}.$$

3.5. Verificarea unghiului maxim de rotire a barei de torsiune

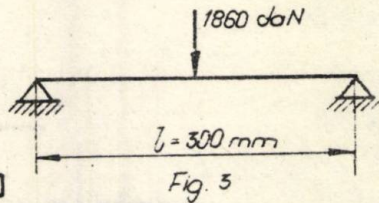
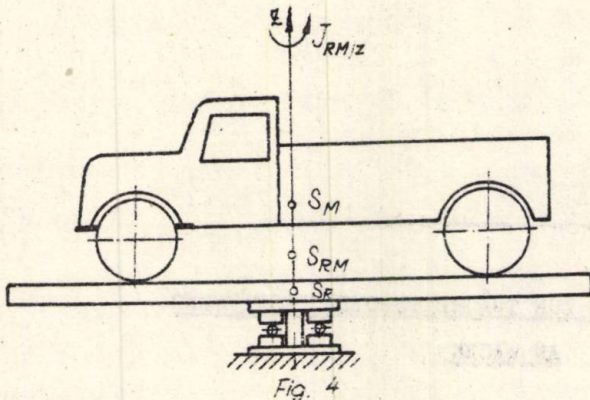
$$\varphi_{\text{max}} = \frac{M_D \cdot L_D}{G \cdot I_p} = \frac{\tau_{\text{max}} \cdot \pi \cdot L_D}{G \cdot I_p} = \frac{215000 \cdot 30 \cdot 32}{810000 \cdot 3,14 \cdot 110} = 0,076 \text{ rad} \approx 4^\circ 30'.$$

3.6. Calculul articulațiilor (Fig.3)

$$L = 300 \text{ mm}, \text{ OL } 50 \text{ cu } \tau_{\text{al}}(\text{II}) = 750 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2},$$

$$M_{\text{max}} = \frac{F \cdot L}{4} = \frac{1860 \cdot 30}{4} = 13950 \text{ daNcm},$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{max}}}{0,1 \cdot \tau_{\text{al}}}} = \sqrt[3]{\frac{13950}{0,1 \cdot 750}} = 57,2 \text{ mm}.$$



Din figura 4 rezultă poziția autocamionului la determinarea momentului de inerție față de axa verticală.

BIBLIOGRAFIE

- [1] OLARIU, V. și colectiv. Contribuții la studiul dinamic ale mecanismului de ghidare al suspensiilor pneumatice ale autovehiculelor. Susținută în 1963.
- [2] GHIULAI, C. Mecanica automobilului, Editura Tehnică, București, 1965.
- [3] UNTARU, M. s.a. Construcția și calculul automobilelor, Editura Tehnică, București, 1974.

NEAMTU, T., DELIU, G.

STAND OSCILANT PENTRU DETERMINAREA MOMENTELOR
DE INERTIE ALE AUTOMOBILELOR

Rezumat

În această lucrare se prezintă un stand oscilant pentru determinarea momentelor de inerție ale automobilelor. Lucrarea este însoțită de calculul de rezistență și rigiditate al elementelor standului propus.

SCHWINGPRÜFSTAND ZUR TRÄGHEITSMOMENTBESTIMMUNG
AN WAGEN

Zusammenfassung

Es wird ein Schwingprüfstand zur Bestimmung von Trägheitsmomenten von Kraftwagen beschrieben.

Die Arbeit enthält auch die Festigkeits- und Verformungsberechnung des vorgeschlagenen Prüfstands.

UNELE ASPECTE PRIVIND CALCULUL DIFERENȚIALELOR CU AUTOBLOCARE MIXTĂ

Dr.ing. D. Velicu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov

Cercetările teoretice și experimentale referitoare la diferențialele autoblocabile demonstrează aportul acestora la creșterea capacității de trecere și îmbunătățirea calităților de tracțiune ale autovehiculelor pe roți. Cu toate că aceste mecanisme sînt realizate într-o gamă largă de tipuri constructive, mai des utilizate sînt acelea la care proprietățile de blocare sînt determinate de cuplaje cu fricțiune [1, 2] datorită faptului că au o construcție simplă, siguranță și durabilitate în funcționare.

La diferențialele cu autoblocare mixtă strîngerea cuplajelor multidisc este realizată de forțe axiale dependente de sarcina transmisă prin diferențial, cît și de forțe constante, generate de arcuri montate cu prestrîngere. Intrucît literatura de specialitate tratează mai mult construcția acestor mecanisme, problema calculului lor rămîne încă deschisă. Ca urmare, prezenta lucrare își propune să analizeze influența parametrilor geometrici ai elementelor care intră în componența diferențialului asupra momentului de frecare, rezultatele obținute servind la determinarea momentelor necesare în calculul organologic.

Toate variantele constructive ale diferențialelor cu autoblocare dependentă de sarcină [4] pot fi transformate în diferențiale cu autoblocare mixtă, fie prin utilizarea unor arcuri elicoidale, fie prin atașarea unui arc disc în fiecare din cuplajele multidisc. Vor fi analizate însă numai acele variante constructive care și-au găsit o mai largă utilizare în construcția de autovehicule.

În fig. 1 este prezentată schema unui diferențial cu autoblocare mixtă la care strîngerea cuplajelor multidisc 3, montate între roțile planetare 2 și carcasa diferențialului 5, este realizată atît de forțele axiale din imbinările cu suprafețe înclinate 6 ale bolțurilor sateliților 4 cu discurile de presiune 7, cît și de forțele generate de arcurile 8.

Suma momentelor de frecare din cuplajele cu fricțiune, momente care apar la rotirea relativă a arborilor planetari, va fi:

$$M_f = 2M_{fb} + 2M'_f$$

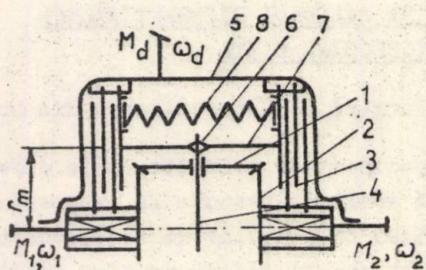


Fig. 1

în care: M_{fb} reprezintă momentul de frecare dintr-un singur cuplaj, datorat forțelor axiale transmise de bolturile sateliților;

M_f' - momentul de frecare dintr-un singur cuplaj, datorat forțelor axiale generate de arcuri.

Ținând seamă de parametrii geometrici ai elementelor care intră în componența diferențialului, relația (1) devine:

$$M_f = M_d \frac{\mu r_m i}{R \tan \beta} + 2 Q_a \mu r_m i, \quad (2)$$

în care M_d reprezintă momentul transmis coroanei diferențialului;

μ - coeficientul de frecare a discurilor;

r_m - raza medie a discurilor cu fricțiune;

i - numărul perechilor suprafețelor de frecare din fiecare cuplaj;

R - raza medie de sprijin a bolturilor sateliților pe discurile de presiune;

β - unghiul de înclinare a suprafețelor țesite ale discurilor de presiune [4] ;

Q_a - forța axială dezvoltată de arcuri.

O realizare practică a acestei variante constructive o reprezintă diferențialul Lok-o-matic [2] al firmei Zahnradfabrik Friedrichshafen, care constituie o perfecționare a diferențialului Powr-Lock. La această construcție arcurile sînt - de fapt - două discuri elastice sau lamele de fricțiune ondulate sinusoidal și care se montează alături de discurile cu fricțiune.

În fig. 2 este prezentată schema unui diferențial cu autoblocare mixtă, la care strîngerea cuplajelor multidisc este realizată de forțele axiale din angrenajul conic, sateliți - roți planetare și cele generate de arcuri.

Momentul total de frecare din cele două cuplaje va fi dat de relația:

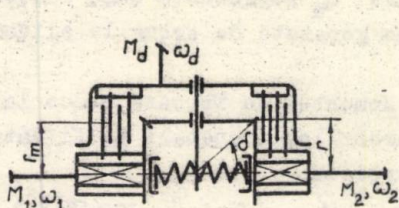


Fig. 2

$$M_f = 2 M_{fd} + 2 M'_f, \quad (3)$$

în care M_{fd} reprezintă momentul de frecare dintr-un singur cuplaj, datorat forțelor axiale din angrenajele conice ale diferențialului.

Luând în considerare parametrii geometrici ai elementelor componente ale diferențialului, relația (3) devine:

$$M_f = M_d \frac{\mu r_m \tan \alpha \sin \delta}{r} + 2 Q_a \mu r_m l, \quad (4)$$

în care α reprezintă unghiul de angrenare;

δ - semiunghiul conului de divizare al roții planetare;

r - raza cercului de divizare mediu al roții planetare.

Prin înlocuirea cuplajelor multidisc prin cuplaje cu fricțiune conice se obține varianta constructivă prezentată în fig. 3.

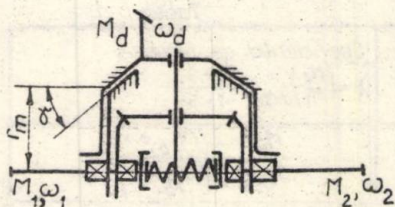


Fig. 3

Realizarea practică a acestei variante constructive o constituie diferențialul Spin-Resistant al firmei Borg-Warner [2].

Suma momentelor de frecare din cele două cuplaje cu fricțiune va fi:

$$M_f = 2 M_{fd} + 2 M'_f = M_d \frac{\mu r_m \tan \alpha \sin \delta}{r \sin \delta} + \frac{2 Q_a \mu r_m}{\sin \delta}, \quad (5)$$

în care r_m reprezintă raza medie a suprafețelor de frecare conice;

δ - semiunghiul suprafețelor de frecare conice.

În fig. 4 este prezentată schema unui diferențial cu autoblocare mixtă la care, pentru mărirea frecării în diferențial, sînt utilizate cuplaje cu fricțiune conice montate între sateliți și carcasa diferențialului. Componenta momentului de frecare, independentă de sarcina transmisă prin diferențial, este determinată de forțele unor arcuri elicoidale montate pe crucea sateliților.

Momentul total de frecare din cuplajele conice este:

$$M_f = \mu r_m \left(\frac{M_d}{r \sin \delta} \tan \alpha \cos \delta + \frac{Q_a}{\sin \delta} \right), \quad (6)$$

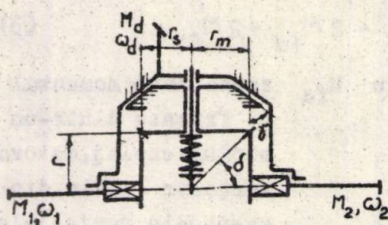


Fig. 4

în care Q_a reprezintă suma forțelor axiale generate de arcurile elicoidale.

Momentul de frecare redus la axa arborilor planetari va fi dat de expresia:

$$M_{fr} = M_{fdr} + M'_{fr} = \mu M_d \frac{r_m}{r_s \sin \delta} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta + \mu \frac{r_m Q_a}{r_s \sin \delta} \quad (7)$$

în care M_{fdr} reprezintă momentul de frecare redus la axa roților planetare, datorat forțelor axiale din agrenajele conice ale diferențialului;

M'_{fr} - momentul de frecare redus la axa roților planetare, datorat forțelor axiale generate de arcuri;

r_s - raza cercului de divizare mediu al sateliților.

Ținând seamă de expresiile momentelor de frecare, în tabelul 1 sînt prezentate relațiile care definesc indicele frecării [2] și coeficientul de blocare [1] pentru diferențialele cu autoblocare mixtă analizate. La stabilirea acestor relații a fost luată în con-

Tabelul 1

Tipul diferențialului autoblocabil prezentat în:	Indicele frecării $S = \frac{M_f}{M_d}$	Coeficientul de blocare $\lambda = \frac{(M_2)}{(M_1)_{max}} = \frac{1+S}{1-S}$
fig. 1	$\frac{\mu r_m l}{R \operatorname{tg} \beta} + \frac{2 Q_a \mu r_m l}{M_d}$	$\frac{M_d + 2(M_{fb} + M'_f)}{M_d - 2(M_{fb} + M'_f)}$
fig. 2	$\frac{\mu r_m l}{r} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta + \frac{2 Q_a \mu r_m l}{M_d}$	$\frac{M_d + 2(M_{fd} + M'_f)}{M_d - 2(M_{fd} + M'_f)}$
fig. 3	$\frac{\mu r_m \operatorname{tg} \alpha \sin \delta}{r \sin \delta} + \frac{2 Q_a \mu r_m}{M_d \sin \delta}$	$\frac{M_d + 2(M_{fd} + M'_f)}{M_d - 2(M_{fd} + M'_f)}$
fig. 4	$\frac{\mu r_m \operatorname{tg} \alpha \cos \delta}{r_s \sin \delta} + \frac{Q_a \mu r_m}{M_d r_s \sin \delta}$	$\frac{M_d + M_{fdr} + M'_{fr}}{M_d - M_{fdr} - M'_{fr}}$

siderare numai frecarea din cuplajele cu fricțiune, restul frecărilor - caracteristice oricărui diferențial obișnuit - fiind neglijabile.

Din tabelul 1 rezultă că, pentru diferențialele cu autoblocare mixtă, indicele frecării cît și coeficientul de blocare conțin o componentă constantă și alta variabilă, dependentă de valoarea momentului M_d transmis coroanei diferențialului. Indicele frecării

și coeficientul de blocare cresc pe măsură ce valoarea momentului M_d scade. Această proprietate a diferențialelor cu autoblocare mixtă conduce la avantajul transmiterii către roata motoare cu aderență bună a unui moment de o valoare apreciabilă chiar și în cazul patinării totale a celeilalte roți motoare.

Relațiile din tabelul 1 arată că obținerea unei anumite valori a coeficientului de blocare, aleasă în funcție de condițiile de aderență în care este exploatat un autovehicul, este condiționată de o serie de parametri geometrici ai elementelor care intră în componența diferențialului autoblocabil. Ca urmare, la dimensionarea unui diferențial cu autoblocare mixtă, se alege mai întâi schema tipului constructiv, valoarea maximă a coeficientului de blocare, materialele de fricțiune (μ) și parametrii geometrici impuși de condițiile de gabarit ale diferențialului (r_m , σ) și se determină apoi, pe baza relațiilor din tabelul 1, parametrii care nu influențează gabaritul (β , δ , i , Q_a). Cunoșcând valoarea momentului M_d transmis prin diferențial și parametrii geometrici ai elementelor care intră în componența acestuia, se pot determina momentele necesare calculului organologic.

Bibliografie

- [1] LEFAROV, A.H. Diferențialăi avtomobilei i tiagacei. Moskva, Mașinostroenie, 1972.
- [2] LOOMAN, J. Selbstsperrdifferentialle in Kraftfahrzeugen. VDI-Zeitschrift, nr. 6, 1968.
- [3] VELICU, D. Analiza dinamicii diferențialelor autoblocabile cu elemente de fricțiune. Buletinul tehnico-științific CJIT Brașov, tom. II, vol. I, 1977.
- [4] VELICU, D. Aspecte privind calculul diferențialelor cu autoblocare dependentă de sarcină. Buletinul științific al simpozionului, „Proiectarea asistată de calculator”, vol. I, Brașov, 1978.

VELICU, D.

UNELE ASPECTE PRIVIND CALCULUL DIFERENTIALELOR
CU AUTOBLOCARE MIXTA

Rezumat

In lucrare se analizează influența parametrilor geometrici ai elementelor care intră în componența diferențialelor cu autoblocare mixtă asupra momentului de frecare și a proprietăților de blocare ale acestor mecanisme. Rezultatele obținute servesc la determinarea parametrilor necesari calculului organologic.

CERTAINS ASPECTS CONCERNANT LE CALCUL DES DIFFERENTIELS
À AUTOBLOCAGE MIXTE

Résumé

Dans l'ouvrage on analyse l'influence des paramètres géométriques des éléments composants des différentiels à autoblocage mixte sur le moment de frottement et sur les propriétés de blocage de ces mécanismes. Les résultats obtenus servent à la détermination des paramètres nécessaires au calcul organologique.

CIRCULAȚIA PUTERII ÎN DIFERENȚIALELE CU AUTOBLOCARE

MIXTA

Dr.ing. Velicu, D. șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

Intrucât lucrările din literatura de specialitate, referitoare la diferențialele autoblocabile, tratează incomplet problema analizei dinamice a acestor mecanisme, în prezenta lucrare este studiată circulația puterii în diferențialele cu autoblocare mixtă [1,2] obținându-se parametrii necesari calculului organologic.

Puterea care circulă prin fiecare element component al diferențialului este descrisă prin viteza unghiulară, și printr-un cuplu care, datorită frecării caracteristice diferențialelor autoblocabile, va fi dependent de indicele frecării S [1] și cuplul aplicat coroanei diferențialului M_d (cuplul de intrare).

Considerînd că viteza unghiulară a arborelui planetar din stînga (ω') și cea a arborelui planetar din dreapta autovehiculului (ω'') se află în relația $\omega' > \omega''$, vitezele unghiulare ale unora din elementele componente ale diferențialului diferă între ele prin mărimea $\Delta \omega$, definită de relația:

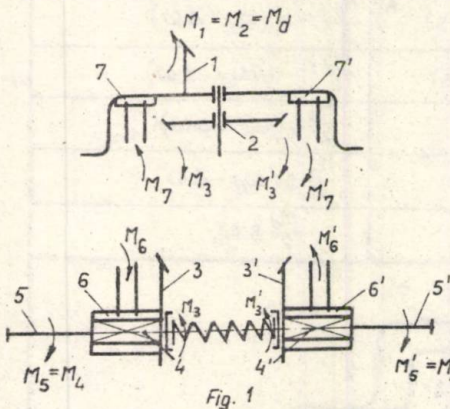
$$\Delta \omega = \omega' - \omega_d = \omega_d - \omega'' = \frac{\omega' - \omega''}{2}, \quad (1)$$

în care ω_d reprezintă viteza unghiulară a coroanei diferențialului. Momentele de torsiune care acționează asupra elementelor componente ale diferențialului se deter-

mină prin rezolvarea sistemului format din ecuațiile echilibrului dinamic ale acestor elemente.

În fig. 1 este prezentată schema de calcul a momentelor de torsiune care acționează asupra diferitelor elemente componente ale unui diferențial cu autoblocare mixtă, la care strîngerea cuplajelor cu fricțiune este realizată de forțele axiale din cuplajul sateliți -

roți planetare, cît și de forțele axiale generate de arcuri, indicîndu-se și punctele de acționare ale acestor momente.

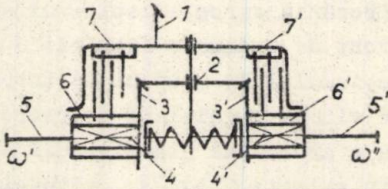


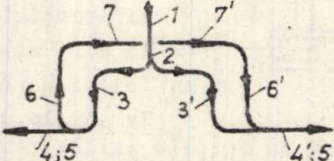
Echilibrul dinamic al elementelor diferențialului este descris de sistemul de ecuații (2), iar echilibrul elementelor de legătură - de sistemul de ecuații (3):

$$\begin{cases} M_d - M_3 - M'_3 = 0 \\ M_3 - M_6 - M_4 = 0 \\ M'_3 + M'_6 + M'_4 = 0 \\ M_d - M_5 - M'_5 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} M_d - M_2 = 0 \\ M_3 - M'_3 = 0 \\ M_6 - M_7 = 0 \\ M'_6 - M'_7 = 0 \\ M_4 - M_5 = 0 \\ M'_4 - M'_5 = 0 \\ M_6 = M_7 = M'_6 = M'_7 = \frac{M_f}{2} \end{cases} \quad (3)$$

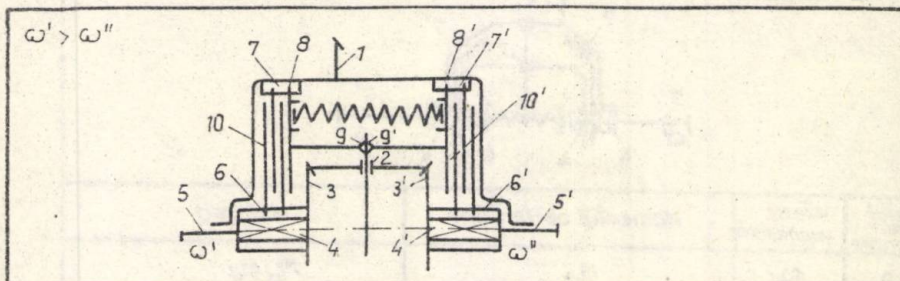
Tabelul 1

$\omega' > \omega''$ 			
Punctul de acționare	Teza unghiulară	Momentul de torsiune	Puterea
1; 2	ω_d	M_d	$M_d \omega_d$
3	$\omega_d + \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2}$	$\frac{M_d}{2}(\omega_d + \Delta\omega)$
3'	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2}$	$\frac{M_d}{2}(\omega_d - \Delta\omega)$
4; 5	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2} - M_{fd} - M'_f = \frac{M_d}{2}(1-s)$ *)	$\frac{M_d}{2}(1-s)(\omega_d + \Delta\omega)$
4'; 5'	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2} - M_{fd} - M'_f = \frac{M_d}{2}(1-s)$	$\frac{M_d}{2}(1-s)(\omega_d - \Delta\omega)$
6	$\omega_d + \Delta\omega$	$M_{fd} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s(\omega_d + \Delta\omega)$
6'	$\omega_d - \Delta\omega$	$M_{fd} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s(\omega_d - \Delta\omega)$
7; 7'	ω_d	$M_{fd} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s \omega_d$

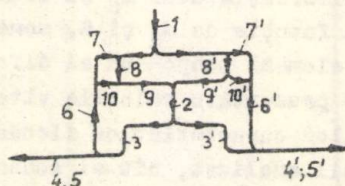


*) M_{fd} - momentul de frecare dintr-un singur cuplaj, datorat forțelor axiale din angrenajul sateliți-rați planetare [1].

Tabelul 2



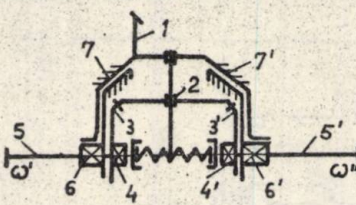
Punctul de acționare	Viteza unghiulară	Momentul de torsiune	Puterea
1; 2	ω_d	M_d	$M_d \omega_d$
3	$\omega_d + \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2}$	$\frac{M_d}{2}(\omega_d + \Delta\omega)$
3'	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2}$	$\frac{M_d}{2}(\omega_d - \Delta\omega)$
4; 5	$\omega_d + \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2} - M_{fb} - M'_f = \frac{M_d}{2}(1-s)$ *)	$\frac{M_d}{2}(1-s)(\omega_d + \Delta\omega)$
4'; 5'	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2} + M_{fb} + M'_f = \frac{M_d}{2}(1+s)$	$\frac{M_d}{2}(1+s)(\omega_d - \Delta\omega)$
6	$\omega_d + \Delta\omega$	$M_{fb} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s(\omega_d + \Delta\omega)$
6'	$\omega_d - \Delta\omega$	$M_{fb} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s(\omega_d - \Delta\omega)$
7; 7'	ω_d	$\frac{M_d}{2} \frac{s(i-1)}{i}$ **)	$\frac{M_d}{2} \frac{s_b(i-1)}{i} \omega_d$
8	ω_d	$\frac{M_d}{2}(1 - \frac{s}{i})$	$\frac{M_d}{2}(1 - \frac{s}{i})\omega_d$
8'	ω_d	$\frac{M_d}{2}(1 + \frac{s}{i})$	$\frac{M_d}{2}(1 + \frac{s}{i})\omega_d$
9; 9'	ω_d	$\frac{M_d}{2}$	$\frac{M_d}{2} \omega_d$
10; 10'	ω_d	$\frac{M_d s}{2i}$	$\frac{M_d s}{2i} \omega_d$

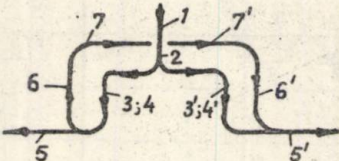


*) M_{fb} - momentul de frecare dintr-un singur cuplaj, datorat forțelor axiale transmise de bolțurile satelitelor; M'_f - momentul de frecare dintr-un singur cuplaj, datorat forțelor axiale generate de arcuri; s - indicele frecării [1];

**) i - numărul perechilor suprafețelor de frecare dintr-un cuplaj.

Tabelul 3

$\omega' > \omega''$ 			
Punctul de acționare	Viteza unghiulară	Momentul de torsiune	Puterea
1; 2	ω_d	M_d	$M_d \omega_d$
3; 4	$\omega_d + \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2}$	$\frac{M_d}{2}(\omega_d + \Delta\omega)$
3'; 4'	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2}$	$\frac{M_d}{2}(\omega_d - \Delta\omega)$
5	$\omega_d + \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2} - M_{fd} - M'_f = \frac{M_d}{2}(1-s)$	$\frac{M_d}{2}(1-s)(\omega_d + \Delta\omega)$
5'	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d}{2} + M_{fd} + M'_f = \frac{M_d}{2}(1+s)$	$\frac{M_d}{2}(1+s)(\omega_d - \Delta\omega)$
6	$\omega_d + \Delta\omega$	$M_{fd} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s(\omega_d + \Delta\omega)$
6'	$\omega_d - \Delta\omega$	$M_{fd} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s(\omega_d - \Delta\omega)$
7; 7'	ω_d	$M_{fd} + M'_f = \frac{M_d}{2}s$	$\frac{M_d}{2}s\omega_d$

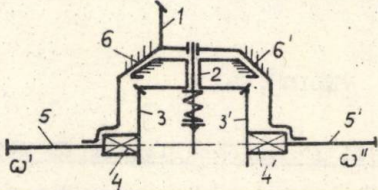
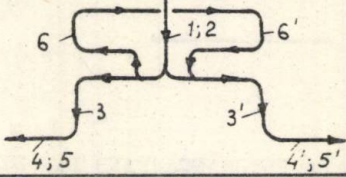


în care M_f reprezintă suma momentelor de frecare din cuplajele cu fricțiune.

Ținând seama de legătura între momentul de frecare M_f , momentul aplicat coroanei diferențialului M_d și indicele frecării S [1], pot fi determinate, în funcție de M_d și S , momentele de torsiune care solicită fiecare element component al diferențialului.

În tabelul 1 sînt prezentate valorile vitezelor unghiulare, ale momentelor și a puterilor caracteristice fiecărui element al diferențialului autoblocabil analizat, cît și schema circulației puterii. În mod analog s-a procedat pentru determinarea circulației de putere în alte trei variante constructive de bază ale diferențialelor cu autoblocare mixtă [1], rezultatele analizei fiind prezentate în tabelele 2, 3 și 4. Vitezele unghiulare și momentele

Tabelul 4

$\omega' > \omega''$			
			
Punctul de acționare	Viteza unghiulară	Momentul de torsiune	Puterea
1; 2	ω_d	M_d	$M_d \omega_d$
3; 4; 5	$\omega_d + \Delta\omega$	$\frac{M_d - M_{fdr} - M'_{fr}}{2} = \frac{M_d}{2} (1 - S)^{*)}$	$\frac{M_d}{2} (1 - S)(\omega_d + \Delta\omega)$
3'; 4'; 5'	$\omega_d - \Delta\omega$	$\frac{M_d + M_{fdr} + M'_{fr}}{2} = \frac{M_d}{2} (1 + S)$	$\frac{M_d}{2} (1 + S)(\omega_d - \Delta\omega)$
6, 6'	ω_d	$\frac{M_{fdr} + M'_{fr}}{2} = \frac{M_d}{2} S$	$\frac{M_d}{2} S \omega_d$
			
^{*)} M_{fdr} - momentul de frecare redus la axa rotilor planetare, datorat forțelor axiale din angrenajul sateliți - roți planetare; M'_{fr} - momentul de frecare redus la axa rotilor planetare, datorat forțelor axiale generate de arcuri; S - indicele frecării [1]			

de torsiune stabilite în aceste tabele pot fi utilizate direct în calculul organologic al mecanismelor analizate.

Bibliografie

- [1] VELICU, D. Unele aspecte privind calculul diferențialelor cu autoblocare mixtă. Buletinul științific al Universității din Brașov, vol. XXI, 1980.
- [2] VELICU, D. Analiza dinamicii diferențialelor autoblocabile cu elemente de fricțiune. Buletinul tehnico-științific CJIT Brașov, tom. II, vol. 1, 1977.

VELICU, D.

CIRCULATIA PUTERII IN DIFFERENTIALILE CU AUTOBLOCARE MIXTA

Rezumat

In lucrare se analizează circulația puterii în principalele tipuri de diferențiale cu autoblocare mixtă, determinându-se vitezele unghiulare și momentele care sollicită elementele componente ale acestor mecanisme. Rezultatele analizei servesc la calculul organologic al diferențialelor autoblocabile.

LA CIRCULATION DE LA PUISSANCE DANS LES DIFFÉRENTIELS
À AUTOBLOCAGE MIXTE

Résumé

Dans l'ouvrage on analyse la circulation de la puissance dans les principaux types de différentiels à autoblocage mixte et on détermine les vitesses angulaires et les moments qui sollicitent les éléments composants de ces mécanismes. Les résultats de l'analyse servent au calcul organologique des différentiels autoblocables.

REPARTIZAREA FORTEI TANGENTIALE INTRE PUNTILE
TRACTORULUI CU PATRU ROTI MOTOARE, LA VIRAJ

Dr.ing.S.Năstăscoiu, conferențiar la Universitatea din Brașov ;

Dr.ing.Gh.Pereș, șef de lucrări la Universitatea din Brașov ;

Dr.ing.Gh.Bobescu, profesor la Universitatea din Brașov.

1. Introducere

La majoritatea tractoarelor pe roți virajul se realizează cu ajutorul roților din față .La tractoarele 4x4 ,cu o asemenea schemă de viraj și fără diferențial interaxial, apar la deplasarea în curbă importante abateri de la concordanța cinematică în sistemul de rulare. Aceasta influențează considerabil valoarea și sensul reacțiunilor tangențiale la cele două punți. Din această cauză , dinamica acestor tractoare prezintă particularități importante[1] .

2. Dinamica tractorului pe roți 4x4 la viraj, fără
forță de tracțiune

În figura 1 este prezentată schema forțelor și reacțiunilor care acționează asupra unui tractor pe roți 4x4 a cărui mișcare în curbă este caracterizată prin: unghiul de bracare al roților $\alpha = \text{const}$ (deci și $R_2 = \text{const}$), viteza unghiulară la viraj $\omega_v = \text{const}$ și fără frinare a roții interioare. Aceste condiții sînt de fapt specifice celei mai mari porțiuni a traiectoriei virajelor (de obicei, raza de viraj este variabilă numai la intrarea și la ieșirea din curbă) .

Momentul de frecare din diferențial face ca distribuirea momentului de torsiune între roțile unei punți să nu fie egală . Deoarece într-un diferențial simplu (neautoblocabil), montat în reglat corect, coeficientul de distribuire a momentului într-

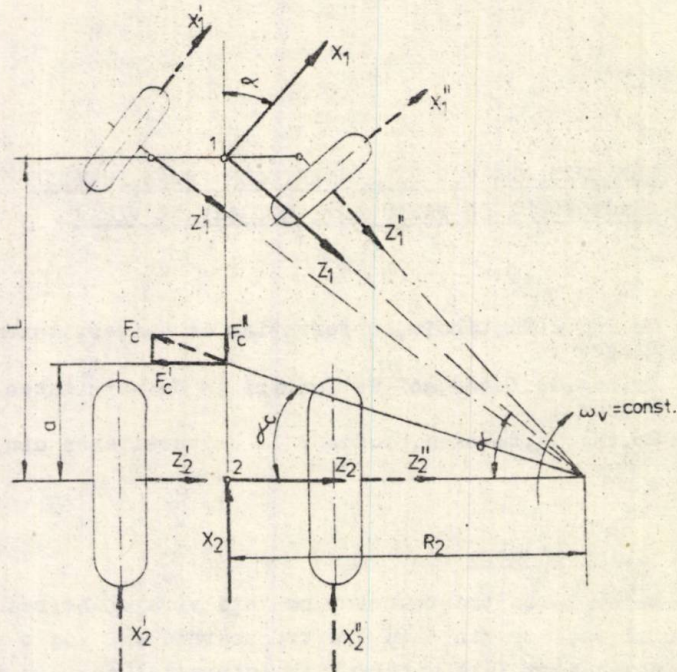


Fig.1

roțile motoare este apropiat de 0,5, fără a face erori însemnate, se poate considera că reacțiunile tangențiale ale roților unei punți sînt egale între ele, iar rezultanta lor este aplicată în centrul punții. Chiar dacă s-ar lua în considerare deplasarea transversală a punctului de aplicație al rezultantei, aceasta ar fi foarte mică în comparație cu raza de viraj. Avînd în vedere acest lucru, schema forțelor reprezentate cu linii întrerupte (fig.1) a fost înlocuită cu schema echivalentă, reprezentată cu linii continue.

În centrul 2 al punții din spate acționează reacțiunile rezultante: longitudinală X_2 și laterală Z_2 . În centrul 1 al punții din față acționează reacțiunile rezultante X_1 și Z_1 . În cazul analizat, asupra corpului tractorului mai acționează forța centrifugă F_c , care se descompune după două direcții în componentele F'_c și F''_c , determinîndu-se astfel:

$$F'_c = F_c \cdot \cos \alpha_c = \frac{G}{g} \omega_v^2 \frac{R_2}{\cos \alpha_c} \cos \alpha_c = \frac{G}{g} \omega_v^2 R_2 ;$$

sau

$$F'_c = \frac{G v^2}{g R_2} ; \quad (1)$$

$$F''_c = F'_c \operatorname{tg} \alpha_c = \frac{G v^2 a}{g R_2^2} . \quad (2)$$

Ecuatia proiectiilor tuturor forțelor în planul longitudinal al tractorului are următoarea formă:

$$X_2 + F''_c + X_1 \cos \alpha - Z_1 \sin \alpha = 0 . \quad (3)$$

Din ecuația momentelor în raport cu punctul 2 se determină reacțiunea Z_1 :

$$Z_1 = \frac{F'_c a - X_1 L \sin \alpha}{L \cos \alpha} = \frac{F'_c a}{L \cos \alpha} - X_1 \operatorname{tg} \alpha .$$

Înlocuind ultima expresie a lui Z_1 în ecuația (3), se obține:

$$X_2 + F''_c + X_1 (\cos \alpha + \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha) - \frac{F'_c a}{L} \operatorname{tg} \alpha = 0 ,$$

sau

$$X_2 + F''_c + \frac{X_1}{\cos \alpha} - \frac{F'_c a}{L} \operatorname{tg} \alpha = 0 .$$

Substituind în această ecuație forțele F'_c și F''_c cu expresiile corespunzătoare (1) și (2) și având în vedere că $\operatorname{tg} \alpha = \frac{L}{R_2}$, se obține ecuația :

$$X_2 + \frac{G v^2 a}{g R_2^2} + \frac{X_1}{\cos \alpha} - \frac{G v^2}{g R_2} \cdot \frac{a}{L} \cdot \frac{L}{R_2} = 0 ,$$

care se reduce la forma:

$$X_2 + \frac{X_1}{\cos \alpha} = 0 . \quad (4)$$

În baza teoriei autovehiculelor pot fi scrise relațiile:

$$X_2 = T_2 - f Y_2 ; X_1 = T_1 - f Y_1 ,$$

în care : T_1, T_2 sînt forțe tangențiale de tracțiune (sau de frinare) care acționează asupra roților unei punți:

$$T_1 = \frac{M_1}{r_1} , T_2 = \frac{M_2}{r_2} ;$$

Y_1, Y_2 - reacțiunile verticale ale solului la cele două punți ;

f - coeficient de rezistență la rulare.

Indicele 1 se referă la parametrii punții din față, iar 2 la parametrii punții din spate.

M_1, M_2 - momentul de torsiune care acționează asupra roților unei punți ;

r_1, r_2 - raza dinamică a roților .

Tractorul deplasându-se fără forță la cârlig, reacțiunile Y_1 și Y_2 au valorile:

$$Y_1 = \frac{a}{L} G ; \quad Y_2 = \frac{L-a}{L} G .$$

Prin urmare, ecuația (4) devine:

$$T_2 - f \frac{L-a}{L} G + \frac{T_1}{\cos \alpha} - f \frac{a}{L \cos \alpha} G = 0 . \quad (5)$$

Sub formă de bilanț de tracțiune ultima ecuație poate fi scrisă astfel:

$$T_2 + \frac{T_1}{\cos \alpha} = f G \left[1 + \frac{a}{L} \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) \right] . \quad (6)$$

Dacă puntea din față ar fi decuplată (tractor 4 x 2), atunci $T_1 = 0$ și puntea din spate ar trebui să învingă forța

$$T_2 = f G \left[1 + \frac{a}{L} \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) \right] . \quad (6')$$

Relația (6) este insuficientă pentru determinarea separată a forțelor T_1 și T_2 . Pentru rezolvarea problemei poate fi utilizată o metodă analoagă cu cea folosită pentru deplasarea rectilinie, prezentată în lucrarea [2] .

Făcînd uz de relația de definiție a coeficientului utilizării greutateii aderente $\mu = \frac{T}{Y}$, se poate scrie:

$$T_1 = \mu_1 Y_1 ; \quad T_2 = \mu_2 Y_2 .$$

Relația dintre patinarea δ și coeficientul μ se exprimă prin funcții de forma:

$$\delta = \frac{A\mu - B\mu^2}{C - \mu} ; \quad \mu = \frac{A + \delta - \sqrt{(A + \delta)^2 - 4BC\delta}}{2B} ,$$

în care : A, B, C sînt coeficienți care depind, în principal, de natura solului și de mărimea pneurilor [2] .

În cazul deplasării tractorului în curbă cu viteză și rază de viraj constante, forțele tangențiale T_1 și T_2 pot fi determinate pe cale analitică folosind următorul sistem de ecuații:

$$\left. \begin{aligned} T_{2E} &= \frac{T_1}{\cos \alpha} + f G \left[1 + \frac{a}{L} \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) \right] , \\ T_2 &= \mu_2 Y_2 , \end{aligned} \right\}$$

$$\begin{aligned}
 T_1 &= \mu_1 Y_1, \\
 \mu_1 &= \frac{A_1 + \delta_1 - \sqrt{(A_1 + \delta_1)^2 - 4B_1 C_1 \delta_1}}{2 B_1}, \\
 \mu_2 &= \frac{A_2 + \delta_2 - \sqrt{(A_2 + \delta_2)^2 - 4 B_2 C_2 \delta_2}}{2 B_2}, \\
 K_v &= \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1}.
 \end{aligned} \quad (7)$$

Indicele neconcordanței cinematice K_v s-a determinat cu relația $K_v = \cos \alpha$, unde α este unghiul mediu de bracare a roților. Acesta depinde, la rîndul său, de raza de viraj R_2 .

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații (7) se pot folosi diferite metode ca, de exemplu, metoda grafo-analitică sau metoda numerică, programabilă pe calculatoare numerice. După cum se observă sistemul conține și ecuații de gradul doi și în această situație pentru rezolvarea, cu ajutorul calculatorului numeric, s-a considerat ca parametru principal patinarea δ_2 .

În fig. 2 este prezentată schema logică a programului de calcul pentru rezolvarea sistemului de ecuații (7). Prin rezolvare se obțin diverse valori pentru forțele T_1, T_2 și T_{2E} (T_{2E} reprezintă forța tangențială de tracțiune la puntea motoare din spate obținută din ecuația bilanțului de tracțiune, ecuație inclusă în sistemul menționat). Comparînd forța T_2 cu forța T_{2E} se obțin, pentru situația de egalitate a acestora, valorile corespunzătoare pentru mărimile $\delta_1, \delta_2, \mu_1, \mu_2, T_1$ și T_2 la o anumită rază de viraj R_2 , care corespunde unei anumite valori a coeficientului neconcordanței cinematice K_v .

Principalele rezultate obținute pentru un tractor 4x4 cu o masă de exploatare de 5000 kg sînt sintetizate grafic în fig. 3.

Din figura menționată reiese că în cazul virajului pe miriște cu raze mai mici de 10,5 m apar, la roțile din față, forțe tangențiale T_1 negative, care sînt însoțite de creșteri corespunzătoare a forței T_2 la puntea din spate. Aceasta dovedește prezența circulației puterii parazite în transmisia tractorului. Cu cît raza de viraj este mai mică cu atît mai intens este acest fenomen, ceea ce se explică prin accentuarea neconcordanței cinematice, caracterizată de indicele K_v .

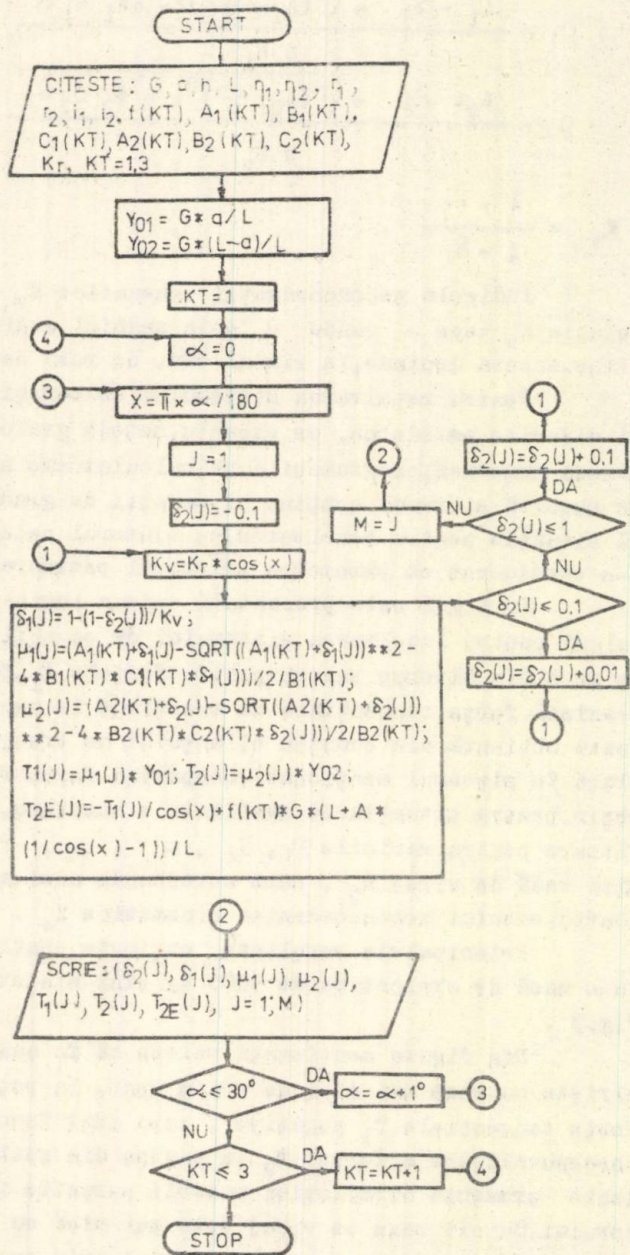


Fig 2

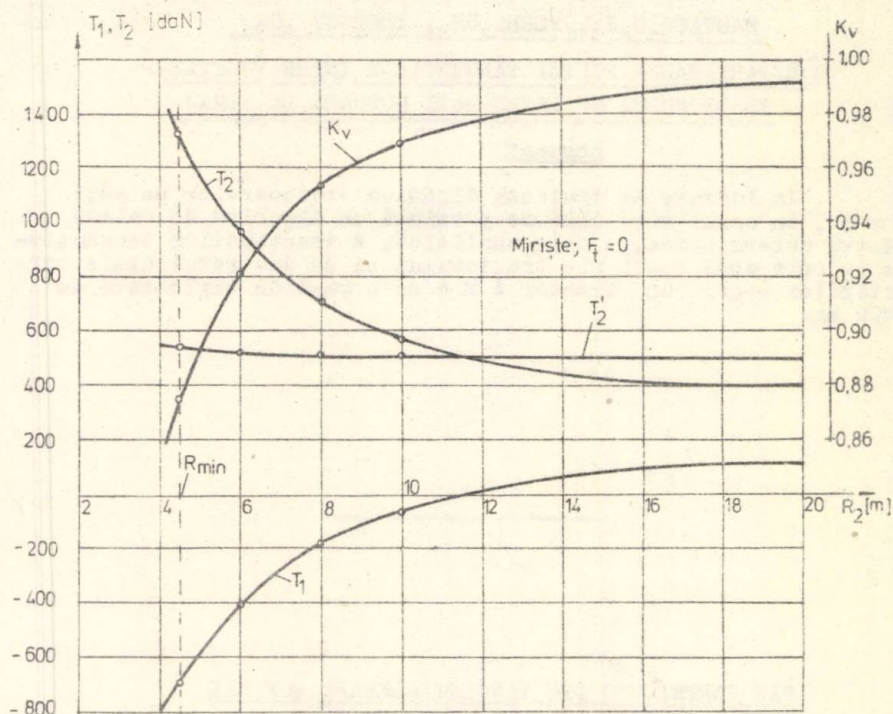


Fig.3

Dacă puntea din față se decuplează (tractor 4x2), valoarea forței tangențiale de tracțiune este T'_2 , obținută cu relația (6'). La raze mici de viraj, această forță diferă considerabil de curba T_2 .

Prin urmare, problemele de dinamică, specifice virajului tractoarelor 4x4, pot fi rezolvate complet pe cale analitică, dacă la condițiile obișnuite de echilibru static se adaugă alte ecuații deduse din analiza fenomenelor interacțiunii cu solul. Repartizarea forței tangențiale totale între roțile celor două punți depinde, în principal, de raza de viraj și de natura solului.

Bibliografie

- [1] ANTONOV, A.S. Silovîe peredacii koliosnih i gusenitsnih Mašin. Leningrad, Mašinostroenie, 1975.
- [2] NASTASOIU, S. Determinarea analitică și experimentală a repartizării forței tangențiale de tracțiune între punțile motoare ale tractoarelor cu patru roți motoare neegale. In: Construcția de mașini, nr.8, 1972, p. 426-430.

NASTASOIU, S., PERES, GH., BOBESCU, Gh.

REPARTIZAREA FORTEI TANGENTIALE INTRE PUNTILE
TRACTORULUI CU PATRU ROTI MOTOARE, LA VIRAJ

Rezumat

In lucrare se tratează dinamica tractoarelor pe roți 4 x 4, în cazul virajului. Se prezintă un algoritm de calcul pentru determinarea, pe cale analitică, a reacțiunilor tangențiale la cele două punți ale tractorului și se dau rezultatele cercetărilor pentru un tractor 4 x 4 cu o masă de exploatare de 5000 kg.

DIE VERTEILUNG DER TANGENTIALKRAFT AUF DIE
SCHLEPPERAKEN, BEI ALLRADANTRIEB IM FALLE
EINER WENDUNG

Zusammenfassung

Die Arbeit behandelt die Schlepperdynamik bei Allradantrieb im Falle einer Wendung. Man zeigt ein Rechenverfahren für die analytische Bestimmung der tangentiellen Reaktionen bei den beiden Schlepperachsen und gleichzeitig werden die Versuchsergebnisse für einen Schlepper 4 x 4 mit einer Betriebsmasse von 5000 kg angegeben.

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A – Applied Mechanics–Machine Building

Vol. XXI–C • 1979

*Machine building and material
working technology*

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A – Mécanique appliquée – Construction de machines

Vol. XXI–C • 1979

*Construction de machines et la
technologie d'usinage des matériaux*

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRASOV
Serie A – Angewandte Mechanik – Maschinenbau
Band. XXI. C • 1979

*Maschinenbau und Technologie der
Bearbeitung von Werkstoffen*

CALITATEA SUPRAFETEI PRELUCRATE PRIN BROSARE SI
INFLUENTA DIVERSILOR FACTORI ASUPRA ACESTEIA

Ing. C. Buzatu, șef lucrări la Universitatea din Brașov;
Dr.ing. G. Drăghici, profesor la Universitatea din Brașov;
Dr.ing. Gh. Secară, conferențiar la Universitatea din Brașov;
Ing. D. Roșca, șef lucrări la Universitatea din Brașov.

Intrucât în literatura de specialitate [1], [2] nu se indică o relație de calcul a rugozității suprafeței prelucrate la operația de broșare, ci se dau anumite valori orientative ale mărimii acesteia și într-o gamă destul de largă de valori funcție de viteza de așchiere, ne propunem ca în această lucrare să stabilim o relație de calcul pentru acest parametru în funcție de principalii factori de influență.

Luând în studiu această problemă, pe baza unor încercări experimentale efectuate la Întreprinderea de autocamioane Brașov, s-a ajuns la concluzia că se poate folosi cu o bună aproximație următoarea relație de calcul a înălțimii microasperităților suprafeței prelucrate prin broșare:

$$R_z \approx a \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

unde a este grosimea de așchiere pe dinte, în [mm];

α - unghiul de așzare al dinților de finisare ai broșei, în [grade].

Având în vedere relația (1), vom determina în continuare influența asupra calității suprafeței prelucrate prin broșare a următorilor factori:

- viteza de așchiere;
- caracteristicile materialului de prelucrat;
- forța specifică de așchiere;
- pasul dinților broșei.

1. Influența vitezei de așchiere asupra calității suprafeței prelucrate

Din relația vitezei de așchiere la broșare [1] exprimată sub forma:

$$V = \frac{C_v}{T^m a^{y_v}} \text{ km,} \quad (2)$$

rezultă mărirea grosimii de așchiere pe dinte:

$$\alpha = \sqrt[m]{\frac{C_v k_m}{T^m V}}, \quad (3)$$

în care C_v este un coeficient; m , k_m - exponenți a căror valoare se indică în [2]; T - durabilitatea broșei, în [min].

Știind că [3]:

$$Z_{bm} = \frac{L_{br} + L_p + L_2}{1000 V}, \quad (4)$$

$$n_{ar} = \frac{Z_{bm}}{T} = \frac{1}{N_p^{2r}}, \quad (5)$$

$$U_a = U_i + U_o \frac{L_p N_p^{2r}}{10^6}, \quad (6)$$

în care L_{br} este lungimea părții de lucru a broșei, în [mm];

L_p - lungimea de broșat a piesei, în [mm];

L_2 = 5 ... 10 [mm] - lungimea de ieșire din așchiere, în [mm];

n_{ar} - numărul de ascuțiri ale broșei, în timpul prelucrării unei piese;

N_p - numărul de piese prelucrate între două reascuțiri ale broșei;

U_a - uzura admisibilă a dinților broșei, în [μ m];

U_i - uzura inițială a dinților broșei, în [μ m];

U_o - uzura relativă, în [μ m/mm].

Avînd în vedere relațiile (4), (5) și (6), relația (3) devine:

$$\alpha = \sqrt[m]{\frac{C_v k_m U_o^m L_p^m}{10^{3m} (L_{br} + L_p + L_2)^m (U_a - U_i)^m V^{1-m}}}. \quad (7)$$

Înlocuind relația (7) în (1) rezultă următoarea relație a rugozității suprafeței prelucrate funcție de viteza de așchiere:

$$R_z = \sqrt[m]{\frac{C_v k_m U_o^m L_p^m}{10^{3m} (L_{br} + L_p + L_2)^m (U_a - U_i)^m V^{1-m}}} \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

2. Influența caracteristicilor materialului de prelucrat asupra calității suprafeței prelucrate

Luînd în considerare în principal caracteristicile mecanice ale materialului de prelucrat, grosimea de așchiere pe dinte [4] se poate calcula cu relațiile:

- pentru oțel:

$$\alpha = \frac{C_a}{\sigma_r^{1/2} a}, \quad (9)$$

- pentru fontă și materiale neferoase:

$$\alpha = \frac{C_a}{HB^{X_a}}, \quad (10)$$

în care G_r este rezistența la rupere, în $[daN/mm^2]$ și HB duritatea materialului supus prelucrării.

Valorile coeficientului C_a și a exponentului X_a se dau în lucrarea [4].

Înlocuind relațiile (9) și (10) în relația (1) obținem următoarele expresii:

$$R_z = \frac{C_a}{G_r^{X_a}} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (11)$$

$$R_z = \frac{C_a}{HB^{X_a}} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (12)$$

care permit a determina rugozitatea suprafeței prelucrate funcție de caracteristicile mecanice ale materialului supus prelucrării.

3. Influența forței specifice de așchiere asupra calității suprafeței prelucrate

Componenta principală a forței de așchiere pe dinte F_z se calculează [2] cu relația:

$$F_z = k_{s,11} a^{1-z} b z_0 k_f k_u \cos \lambda, \quad (13)$$

în care: $k_{s,11}$ este forța specifică de așchiere pentru o secțiune a așchiei $S_a = 1 [mm^2]$;

b - lățimea de așchiere, în $[mm]$;

z - exponent care caracterizează gradul de deformare plastică a materialului în timpul așchierii;

z_0 - numărul de dinți simultan în contact cu piesa în timpul așchierii;

$k_f = 1,1$; $k_u = 1,2$ - coeficienți ce țin cont de existența fragmentatorilor și respectiv a uzurii dinților broșei;

λ - unghiul de înclinare al dinților broșei față de perpendiculara la direcția mișcării principale de așchiere, în $[grade]$.

După [1] forța de așchiere pe dinte se poate calcula cu relația:

$$F_z = \frac{F}{z_0} \sum b, \quad (14)$$

în care F este forța de așchiere pe $1 [mm]$ lungime a tăigului, în $[daN]$;

$\sum b$ - lungimea totală maximă a tăigurilor tuturor dinților care lucrează simultan, în $[mm]$.

Din relațiile (13) și (14) rezultă:

$$\alpha = \sqrt[1-2]{\frac{F \Sigma b}{k_{s,11} b z_0^2 k_f k_u \cos \lambda}} \quad (15)$$

Înlocuind relația (15) în (1) obținem dependența rugozității suprafeței prelucrate funcție de forța specifică de așchiere $k_{s,11}$ (valori ale acesteia pentru diferite materiale se dau în [2]) sau de forța de așchiere pe 1 [mm] lungime a tăigului F (valori ale acesteia pentru diferite materiale se dau în lucrarea [1]):

$$R_z = \sqrt[1-2]{\frac{F \Sigma b}{k_{s,11} b z_0^2 k_f k_u \cos \lambda}} \operatorname{tg} \alpha. \quad (16)$$

4. Influența pasului dinților broșei asupra calității suprafeței prelucrate

Avînd în vedere că spațiul dintre dinți să asigure preluarea întregului volum de așchii detașate și a lichidului de răcire din zona de așchiere, mărimea pasului dinților broșei p se poate calcula după [2] cu relația:

$$p = (2-3) \sqrt{\alpha L_p k}, \quad (17)$$

în care k este un coeficient de umplere a golului dintre dinți.

Dacă din relația (17) se determină α și se înlocuiește în relația (1) se obține relația de dependență a rugozității suprafeței prelucrate funcție de pasul dinților broșei:

$$R_z = \frac{p^2 \operatorname{tg} \alpha}{(4-9) L_p k}. \quad (18)$$

Concluzii:

Avînd în vedere relațiile (8), (11), (12), (16) și (18) se pot trage următoarele concluzii:

1. Ținînd cont că valoarea exponentului $m < 1$, din relația (8) rezultă că rugozitatea suprafeței prelucrate prin broșare este cu atât mai mică cu cît viteza de așchiere este mai mare, concluzie ce concordă de altfel cu valorile indicate în [1], [2].

2. Rugozitatea suprafeței prelucrate prin broșare este cu atât mai mică cu cît materialul de prelucrat are o rezistență la rupere mai mare, respectiv o duritate mai ridicată (dacă se analizează relațiile (11) și (12)).

3. Din analiza relației (16) rezultă că în cazul în care forța specifică de așchiere detașată de dinții de finisare $k_{s,11}$ este mare, calitatea suprafeței prelucrate prin broșare va fi ridicată.

4. Cu cît pasul dinților broșei este mai mic (mărimea minimă a acestuia fiind limitată de valorile coeficientului k), cu atât

calitatea suprafeței prelucrate prin broșare va fi mai ridicată.

5. Relațiile (8), (11), (12), (16) și (18) permit să se analizeze și influența altor factori cum ar fi de exemplu: parametrii constructivi ai broșei (α , λ , L_{br}), uzura dinților acesteia (U_o , U_a , U_i), parametrii dimensionali ai suprafeței prelucrate (L_p , b), forța de așchiere F pe l [mm] lungime a tăișului, asupra calității suprafeței prelucrate prin broșare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] PICOS, C. ș.a. Calculul adaosurilor de prelucrare și al regimurilor de așchiere, București, Ed. tehnică, 1974.
- [2] SECARA, G., ROSCA, D., GRIGORIU, M. Scule așchietoare. Secțiunea 2. broșe, Indrumar de proiectare, Brașov, 1978.
- [3] BUZATU, C., DRAGHICI, G. Model matematic pentru determinarea regimului optim de așchiere la broșare. Lucrare susținută la simpozionul "Integrarea învățămîntului cu cercetarea, producția și practica social-politică", Bacău, 2-3 martie 1979.
- [4] SECARA, G., ROSCA, D. Contribuții la calculul supraînălțării pe dinte la broșare. In: Buletinul Universității din Brașov, Seria A Mecanică aplicativă, Construcții de mașini, vol. XIX-B, 1977, p.255-259.

BUZATU, C., DRAGHICI, GH., SECARA, G., ROSCA, D.

CALITATEA SUPRAFETEI PRELUCRATE PRIN BROSARE SI INFLUENTA
DIVERSILOR FACTORI ASUPRA ACESTEIA

Rezumat

In lucrare se prezintă relațiile de calcul a rugozității suprafeței prelucrate prin broșare funcție de următorii parametri de influență: viteza de așchiere, caracteristicile materialului de prelucrat, forța specifică de așchiere și pasul dinților broșei în principal, precum și funcție de alți factori, fie constructivi fie din punct de vedere al condițiilor de așchiere.

QUALITY OF BROACHED SURFACES AND THE INFLUENCE OF
VARIONS FACTORS ON THEM

Summary

The paper presents the calculation relations of the roughness of broached surfaces taking into account the following main parameters: cutting speed, characteristics of the material to be worked, specific cutting force, broaching tooth pitch, as well as some other factors either of a constructive nature or in terms of cutting conditions.

STUDIUL FORMEI ASCHIIILOR LA MORTEZAREA ROTILOR DINȚATE
CU CUITIT - ROATA, ÎN VEDEREA DETERMINĂRII FORTELOR DE
ASCHIERE

Dr.ing. Al.Vaida, profesor la Universitatea din Brașov;
Ing. Gh. Bejinaru, asistent la Universitatea din Brașov.

Precizia de prelucrare a danturii roților dințate este influențată de un număr mare de factori, care pot fi grupați în factori care depind de : a - precizia sculei ; b - precizia mașinii ; și c - condițiile tehnologice de prelucrare. În cele ce urmează, atenția va fi îndreptată asupra factorilor care caracterizează condițiile tehnologice de prelucrare și în primul rând asupra forțelor de așchiere.

Precizia mașinii unelte, cu care se realizează prelucrarea, depinde de : a - precizia geometrică a mașinii și b - rigiditatea, respectiv capacitatea mașinii de a nu se deforma sub influența forțelor statice și dinamice ce apar în procesul de prelucrare. Rigiditatea statică și în special cea dinamică sînt indicatori de calitate de mare importanță, care trebuie să se afle permanent în atenția proiectantului, executantului și beneficiarului. Preocupările legate de asigurarea unei rigidități cît mai ridicate sînt impuse și de faptul că atît aspectele teoretice cît și posibilitățile de realizare practică a rigidității ridică probleme dificile. Astfel se explică și numărul mare de studii și cercetări, efectuate pe plan mondial, fără a se fi putut concretiza concluzii definitive și generale.

Rezolvarea problemelor teoretice, legate de dimensionarea și asamblarea corectă și economică a organelor componente, impune cunoașterea precisă a forțelor statice și dinamice care acționează asupra mașinii și părților ei componente. În ansamblul solicitărilor o pondere importantă revine forțelor de așchiere. În general, la orice fel de procedeu de prelucrare, mărirea forțelor de așchiere este condiționată de următorii factori : a - felul materialului piesei de prelucrat ; b - felul materialului sculei ; c - geometria părții așchietoare a sculei ; d - mărirea secțiunii așchiei și e - viteza de așchiere. Pentru calculul forțelor de așchiere relațiile

sunt determinate experimental și au forma generală,

$$P = C_p a^x b^y [daN] \quad (1)$$

unde C_p este forța specifică de așchiere, $[daN/mm^2]$;

a și b - lungimea, respectiv lățimea secțiunii așchiei, $[mm]$;

x și y - exponenți care depind de geometria părții așchietoare a sculei.

La prelucrarea roților dințate cilindrice prin generare, folosind cuțitul roată, muchiile așchietoare ale dinților sculei desprind elemente de așchie, având forme și dimensiuni variate. În procesul de prelucrare a unei roți se deosebesc trei faze. Prima fază durează cât timp are loc pătrunderea radială, a doua fază cât scula prelucurează pe adâncimea constantă a golului dintre dinți și a treia fază cât scula termină prelucrarea pe porțiunea în care a avut loc pătrunderea radială din faza întâi. Din punctul de vedere al studiului rigidității mașinii, cea mai mare importanță prezintă faza întâi, pe parcursul căreia secțiunea așchiei crește de la valoarea zero, la valoarea maximă, cauzând sollicitarea maximă a mașinii.

Forța specifică C_p depinde, în primul rând de felul materialului reții de prelucrat și este dată în tabelele cărților de specialitate și a normelor de așchiere. Rezultă că determinarea precisă a valorilor componentelor de așchiere depinde de cunoașterea precisă a formelor și dimensiunilor elementelor de așchie desprinse de muchiile așchietoare ale cuțitului-roată.

După cum se știe, procedeul danturării cu cuțit-roată imită angrenarea dintre două roți dințate cilindrice, roata-sculă fiind materializată de muchiile așchietoare. În timpul prelucrării, la aceeași cursă activă așchiază mai mulți dinți. Numărul de dinți activi depinde de raportul numerelor de dinți al sculei și semifabricatului și de modul. În figura 1 este reprezentată succesiunea desprinderii elementelor de așchie în vederea prelucrării a doi dinți consecutivi z_{p1} și z_{p2} . Așchiile 1 - 5 desprind de dinteale z_{s1} a sculei profilează flancul drept al dintelui z_{p1} . În același timp dinteale z_{s2} , îndepărtează așchiile 1' - 7', profilează flancul stâng al aceluiași dinte (z_{p1}). În mod similar se profilează și flancurile dinților z_{p2} , z_{p3} etc. Urmărind forma și dimensiunile secțiunilor de așchie se constată varietatea mare atât a formelor cât și a dimensiunilor.

Pentru determinarea mărimii secțiunii așchilor este necesar

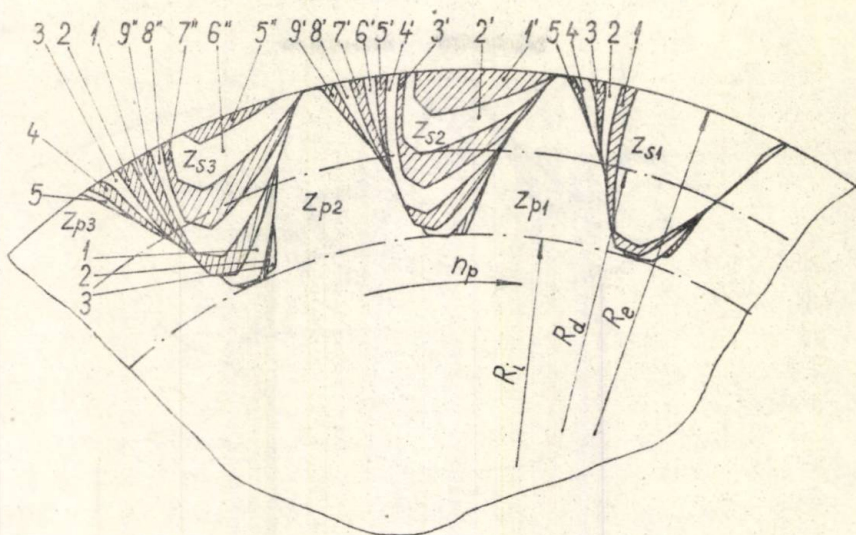


Fig. 1

să se cunoască lungimile muchiilor așchietoare ale dinților activi pe cele două flancuri (a) și la vârful (a_v), de asemenea lățimile pe flancuri (b) și la vârful (b_v), după cum sînt evidențiate în figurile 2 și 3. Ținînd seamă de sensurile mișcărilor de rulare n_g și

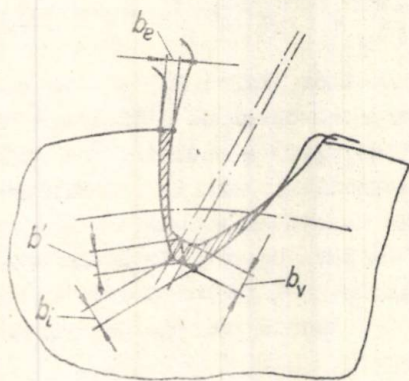


Fig. 2

n_p , se va deosebi lungimea flancului de intrare (a_i) și lungimea flancului de ieșire (a_e). Asemănător va exista lățimea așchiei pe flancul de intrare (b_i) și pe flancul de ieșire (b_e).

În scopul determinării lungimii și lățimii elementelor de așchie, în primul rînd este necesar a se cunoaște avansul de pătrundere radială (b') a unui punct de pe vârful dintelui sculei la o cursă dublă a sculei. De această pro-

blemă s-au ocupat și cercetătorii [1], [2], autorii prezentei lucrări obținînd rezultate asemănătoare, deosebirile, în majorita-

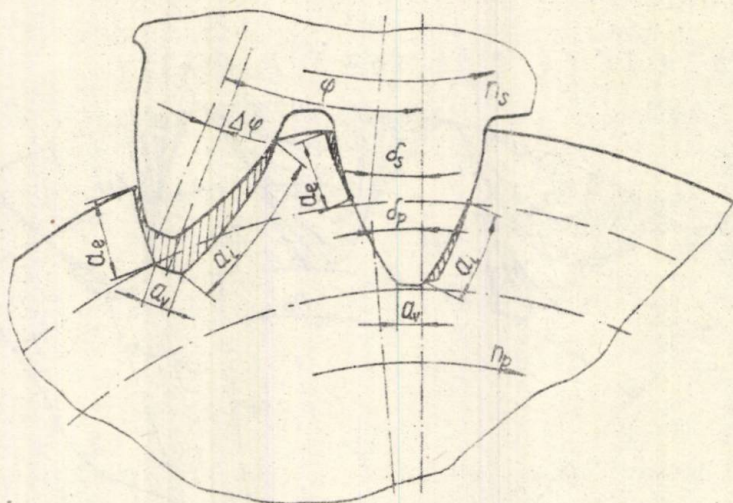


Fig 3

tea cazurilor fiind ne semnificative. Determinări asemănătoare s-au obținut cu ocazia întocmirii lucrării [4] .

Pentru avansul de pătrundere radială (b') s-a obținut relația [1]

$$b' = \frac{A}{R_{dp}} \Delta \varphi \sqrt{R_{ds}^2 - 2R_{ds} R_{es} \cos \varphi + R_{es}^2} \quad (2)$$

unde : A este distanța între axele roților [mm] ; R_{dp} - raza cercului de divizare a sculei ; R_{dp} - raza cercului de divizare a piesei ; R_{es} - raza cercului exterior (de virf) a sculei ; φ - unghiul de poziție al dintelui sculei, reprezentat de unghiul dintre axa de simetrie a dintelui și dreapta ce unește cele două axe ale roților în angrenare ; $\Delta \varphi$ - unghiul cu care se rotește roata sculă în timpul unei curse duble. Valoarea lui $\Delta \varphi$ se poate exprima în funcție de numărul de curse duble (N), sau în funcție de avansul circular al sculei (S_c), cu relația

$$\Delta \varphi = \frac{2\pi}{N} = \frac{S_c}{R_{ds}} \quad (3)$$

Rezultă că (2) poate fi scrisă și sub alte forme. Utilizând relația (2), luând în considerare o anumită sculă (cuțit-roată)

și un anumit număr de curse duble a sculei (N), se poate trasa o diagramă care să exprime valoarea maximă a avansului de pătrundere radială (b') în funcție de diametrul de divizare al semifabricatului și de modul. De menționat este faptul că în lucrările citate [1], [2], [3] nu se specifică faptul că avansul de pătrundere se micșorează pe măsură ce dintele pătrunde în golul dintre dinții roții semifabricat.

Pentru calculul lății așchiei, perpendicular pe arcu virfului dintelui (b_v) s-a dedus relația

$$b_v = \frac{R_{ds}}{R_{dp}} (R_{ds} + R_{dp}) \frac{2\pi}{N} \sin \varphi. \quad (4)$$

Lățimea așchiei, măsurată perpendicular pe flancul de intrare (b_i) se poate calcula cu relația

$$b_i = \frac{A}{R_{dp}} \frac{2\pi}{N} \left(R_{bs} - \frac{R_{ds}}{R_{es}} \cos \varphi - \frac{R_{ds}}{R_{es}} \sin \varphi \right). \quad (5)$$

Pentru calculul lății așchiei, măsurată perpendicular pe flancul de ieșire (b_e) se poate utiliza relația

$$b_e = \frac{A}{R_{dp}} \frac{2\pi}{N} (R_{bs} - R_{ds} \cos \varphi), \quad (6)$$

unde R_{bs} este raza cercului de bază a roții sculă.

În scopul ușurării calculelor, cele trei feluri de lățimi (b_v ; b_e ; b_i) pot fi obținute și cu ajutorul diagramei întocmite în funcție de avansul de pătrundere radială (b') și de unghiul φ respectiv a distanței dintre axa roții sculă și mijlocul virfului dintelui așchietor, măsurată după direcția drepte ce unește axele roților în angrenare.

Din reprezentarea la scară mărită a secțiunilor de așchie și planimetrare, s-a dedus că se poate folosi lățimea medie (b_m) care este proporțională cu avansul de pătrundere radială (b') și se poate exprima cu relația

$$b_m \approx (0,4 \dots 0,5) b'. \quad (7)$$

În scopul determinării lungimilor elementelor de așchier (a_v ; a_i ; a_e), care se modifică în limite largi pe parcursul prelucrării este util să se evidențieze cele trei faze care apar de la intrarea unui dinte a sculei în așchie pînă la ieșirea din așchie. Urmașind succesiunea diagramelor din figura 1 rezultă ur-

mătoarele faze : a - durata de la intrarea dintelui în aşchie pînă cînd aşchia formează un contur continuu pe cele două flancuri şi virful dintelui ; b - apere din momentul cînd aşchia se întreprinde formîndu-se două aşchii, una în formă de L cu flancul de intrare şi virful dintelui şi a doua aşchie desprinsă de flancul de ieşire, şi durează pînă cînd axa de simetrie a dintelui trece dreapta ce uneşte centrele roţilor ; c - durează de la terminarea fazei a doua pînă la ieşirea din aşchie a dintelui considerat. În faza a treia aşchiile au secţiuni minime.

Pe virful dintelui forma muchiei este arc de cerc, iar pe flancuri arce de evolventă, lungimea putînd fi determinată cu relaţia,

$$a = \frac{R_{bs}}{2} (\operatorname{tg}^2 \alpha_2 - \operatorname{tg}^2 \alpha_1), \quad (8)$$

unde α_1 şi α_2 reprezintă unghiurile de angrenare pe cele două flancuri ale dintelui la punctele care limitează lungimea aşchiei.

În scopurile practice de exploatare a maşinii este justificată reprezentarea grafică a dependenţei lungimilor aşchiilor pe cele două flancuri ale dintelui, de lungimea totală a flancului evolventic al dintelui şi de unghiul de poziţie φ al dintelui. Utilizînd asemenea diagrame stabilirea lungimilor de aşchie se uşurează considerabil.

Din punct de vedere practic, se recomandă utilizarea şi a metodei grafice, redată în figura 4. Cele două linii de angrenare, trasate tangente la cercurile de bază ale sculei şi roţii semifabricat, delimitează lungimile muchiilor laterale active pe partea de intrare şi de ieşire. Contururile de dinte, reprezentate în figura 4 reprezintă poziţiile succesive ale aceluiaşi dinte aşchietor, determinate de unghiurile de poziţie φ_1 , φ_2 , şi φ_3 . Muchiile astfel delimitate pot fi foarte uşor măsurate cu o riglă, abaterile rezultate sînt neglijabile din punct de vedere practic al exploatării maşinii.

O posibilitate mai generală oferă diagrama care permite stabilirea uşoară a lungimii totale $l = l_e + l_v + l_i$ la un dinte aşchietor. Diagrama se construieşte pentru un cuţit-roată avînd anumit diametru şi anumit număr de dinţi la care pe abscisă se indică valorile unghiului de poziţie, iar pe ordonată valorile lungimii totale l . Diagrama poate conţine atîtea curbe pentru cîte module se fac calculele.

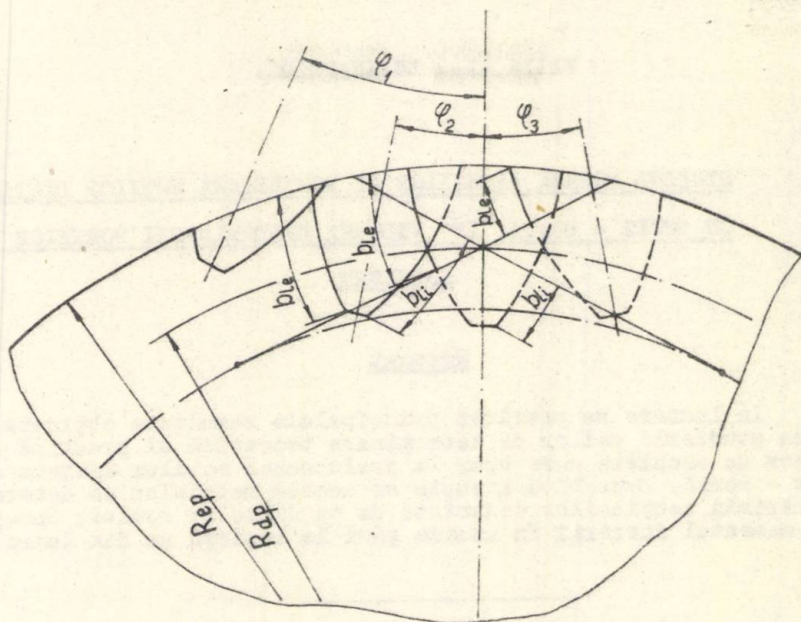


Fig.4

Aplicând metodele prezentate pentru determinarea secțiunii așchilor, cunoscând felul materialului de prelucrat, deci forța specifică de așchiere, se ușurează considerabil calculele pentru determinarea precisă a forțelor de așchiere. Această problemă devine și mai ușoară dacă în cartea mașinii se includ și diagramele amintite mai sus.

Bibliografie

- [1] OPITZ, H. și col. Über die Ermittlung von Schnittkräften und das statische und dynamische Verhalten von Verzahnmaschinen Westdeutscher Verlag - Köln - 1966.
- [2] OPITZ, H. și col. Verschleiss - und Schnittkraftuntersuchungen bei der Zahnradbearbeitung. Westdeutscher Verlag - Köln - 1962.
- [3] TIPIER, V. Contribuții asupra optimizării procesului de prelucrare a danturii cilindrice cu scule cuțit-roată. Sesiunea științifică Inst. Politehnic Cluj 1976.
- [4] VAIDA, Al. și col. Cercetarea experimentală a prototipului mașinii de mortezat roți dințate prin rulare, tip MD - 250. Contract cu Întreprinderea Mecanică Cugir 1976.

VAIDA, AL., REJINARU, GH.

STUDIUL FORMEI ASCHIIILOR LA MORTEZAREA ROTILOR DINTATE
CU CUTIT - ROATA, IN VEDEREA DETERMINARII FORTELOR DE
ASCHIERE

Rezumat

In lucrare se prezintă principalele rezultate obținute în urma studierii căilor de determinare teoretică și practică a forțelor de aşchiere care apar la prelucrarea roţilor dinţate cu cutit - roată. Deosebită atenţie se acordă metodelor de determinare a mărimii secţiunilor desprinse de un dinte al sculei, începînd cu momentul intrării în aşchie pînă la ieşirea sa din lucru.

STUDIUM DER SPANNFORMEN BEIM ZAHNRÄDERWÄLZSTOSSEN. ZUR
BESTIMMUNG DER ENTSPRECHENDEN SCHNITTKRÄFTEN

Zusammenfassung

In der Arbeit stellt man die wichtigsten Ergebnisse, die während des Studiums der theoretischen und praktischen Bestimmungsmöglichkeiten der Schnittkräften bei der Zahnräderbearbeitung durch Wälzstossen erzeugt wurden, vor. Eine besondere Aufmerksamkeit zeigt den Bestimmungsmethoden der abschnittenen Schnittspanen von einem Werkzeugszahn, von der Einspannungszeit bis zu Ende seiner Arbeit.

CALCULUL AVANSULUI ECHIVALENT LA GĂURIREA
SUPRAFETELOR ÎN TREPTE

Ing. C. Buzatu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

Atunci când suprafața care se prelucurează prin găurire are dimensiunea variabilă (în trepte) pe lungimea de aşchiat, impunând sculei o anumită durabilitate, în conformitate cu relația (1) ar trebui ca avansul să varieze corespunzător diametrului

$$S = K_s C_s D^{0.6} \quad (1)$$

instantaneu al suprafeței care se prelucurează.

În relația (1) s-a notat [1] :

K_s este un coeficient de corecție în funcție de lungimea găurii;

C_s - coeficient de avans;

D - diametrul burghiului, în [mm].

Variația avansului la găurire nu este posibilă, întrucât în anumite momente ale prelucrării ambele trepte ale burghiului sînt în aşchiere, ceea ce face ca avansul adoptat pentru o treaptă a burghiului să fie dezavantajos pentru cealaltă treaptă.

De obicei la adoptarea avansului într-un astfel de caz (fig.

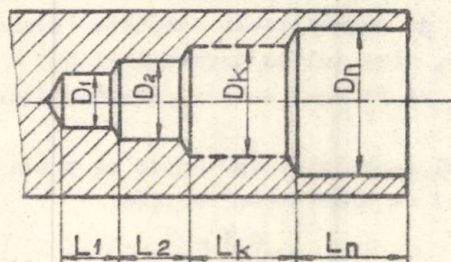


Fig.1

1) se alege avansul corespunzător treptei de dimensiune minimă (D_1), ținându-se cont de condițiile de rigiditate ale burghiului și de condițiile de aşchiere.

În lucrarea de față, ne propunem să determinăm un avans, care să asigure, pe cât posibil, aceeași durabilitate a sculei, ca și în cazul când suprafața de aşchiat s-ar prelucra, pe

fiecare treaptă cu avansul calculat cu relația (1).

Acest avans îl denumim avans echivalent, notat cu S_e .

Pentru calculul avansului echivalent vom admite anumite ipoteze simplificatoare și anume:

- scula aşchiază în mod continuu în timpul durabilităţii acesteia;
- variaţia unghiurilor funcţionale (cinematice) ale burghiului nu influenţează durabilitatea acestuia;
- durabilitatea burghiului în trepte și a celui de diametru echivalent D_e [2] suprafeţei din figura 1 care lucrează cu avansul S_e este constantă;
- condiţiile de răcire, ungere rămân aceleaşi în tot cursul aşchierii.

Din ipotezele simplificatoare făcute, rezultă că C_M , K_M și alți coeficienți pe care îi vom utiliza în lucrare sînt constanți.

Pe baza celor prezentate în lucrarea [3], se știe că momentul de torsiune la burghiere este dat de relația:

$$M = C_M S^x D^y e^{q v^z L}, \quad (2)$$

în care C_M este o constantă funcție de caracteristicile materialului de prelucrat și a lichidului de răcire, ungere folosit;

- x, y, q, z - exponenți a căror valoare depinde tot de caracteristicile materialului și mediul de răcire-ungere;
- v - viteza de aşchiere, în [m/min];
- L - lungimea de găurire, în [mm].

Avînd în vedere [3] că momentul de torsiune crește o dată cu lungimea de găurire L , pe baza ipotezelor simplificatoare admise, rezultă că la atingerea perioadei de durabilitate adoptate (eventual durabilitatea economică [2]), momentul de torsiune al burghiului cu diametru echivalent M_e va fi egal cu cel corespunzător burghiului în trepte M_{tr} .

Momentul de torsiune maxim al burghiului în trepte se poate calcula ținînd cont de relația (1) cu următoarea relație:

$$M_{tr} = C_M \left[S_1^x D_1^y e^{q v_1^z \sum_{i=1}^n L_i} + S_1^x (D_2 - D_1)^y e^{q v_2^z \sum_{i=2}^n L_i} + \dots + S_1^x (D_n - D_{n-1})^y e^{q v_n^z \sum_{i=n}^n L_i} \right]. \quad (3)$$

Momentul de torsiune al burghiului cu diametru echivalent

suprafeței în trepte din figura 1 se poate calcula cu relația:

$$M_e = C_m s_e^x D_e^y e^{q v_e^z \sum_{i=1}^n L_i} \quad (4)$$

În cazul operației de găurire, viteza de așchiere se calculează cu următoarea relație:

$$V = \frac{C_v D^x}{T^m s^y}, \quad (5)$$

în care T este durabilitatea burghiului în minute;

C_v , x , m , y - coeficienți care depind de condițiile de așchiere.

Înlocuind relația (1) în (5) rezultă:

$$V = \frac{C_v D^{x-0,6y}}{T^m K_s^y C_s^y} \quad (6)$$

Din egalitatea relațiilor (3) și (4), prin înlocuirea relației (6) și (3), rezultă după efectuarea calculelor următoarea relație a vitezei echivalente v_e :

$$v_e = \frac{1}{q \sum_{i=1}^n L_i} (\ln s_1^x - \ln s_e^x - \ln D_e^y + \ln A), \quad (7)$$

unde:

$$A = \left[D_1^y e^{q \left(\frac{C_v D_1^{x-0,6y}}{T^m K_s^y C_s^y} \right) \sum_{i=1}^n L_i} + (D_2 - D_1)^y e^{q \left(\frac{C_v D_2^{x-0,6y}}{T^m K_s^y C_s^y} \right) \sum_{i=2}^n L_i} + \dots + (D_n - D_{n-1})^y e^{q \left(\frac{C_v D_n^{x-0,6y}}{T^m K_s^y C_s^y} \right) \sum_{i=n}^n L_i} \right] \quad (8)$$

Pentru cazul limită (momentul maxim admisibil) durabilitatea maximă a burghiilor exprimată prin drumul maxim de durabilitate L_{max} , se calculează cu relația [3]:

$$L_{\max} \approx \frac{l}{q v^z} \ln 1,4. \quad (9)$$

Impunind condițiile ca drumurile maxime de durabilitate ale burghiului în trepte și cel de diametrul echivalent să fie egale (din ipotezele simplificatoare adoptate) rezultă, având în vedere relația (9):

$$\frac{l}{v_e^z} = \frac{l}{v_1^z} + \frac{l}{v_2^z} + \dots + \frac{l}{v_n^z}. \quad (10)$$

Înlocuind relația (6) în relația (10), rezultă următoarea expresie a vitezei echivalente:

$$v_e^z = \left(\frac{T^m K_s^y C_s^y}{C_v} \right)^{-z} \cdot \left[\left(\frac{l}{D_1^{x-0,6y}} \right)^z + \left(\frac{l}{D_2^{x-0,6y}} \right)^z + \dots + \left(\frac{l}{D_n^{x-0,6y}} \right)^z \right]^{-1}. \quad (11)$$

Din egalitatea relațiilor (7) și (11) și ținând cont de relația (1), rezultă relația de calcul a avansului echivalent S_e corespunzător preluorării cu burghiu în trepte:

$$S_e = \exp \left\{ \frac{l}{x} \ln \left[\frac{(K_s C_s D_1^{0,6})^x \cdot A}{D_e^y} \right] - \frac{q}{x} \sum_{i=1}^n L_i \left(\frac{T^m K_s^y C_s^y}{C_v} \right)^{-z} B \right\}, \quad (12)$$

unde:

$$B = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{l}{D_i^{x-0,6y}} \right)^z \right]^{-1}, \quad (13)$$

iar:

$$D_e = \sqrt[2]{\frac{\sum_{i=1}^n D_i^2 L_i}{\sum_{i=1}^n L_i}} \quad (14)$$

Concluzii

1. Din expresia finală a avansului echivalent S_e , dată prin relația (12) se observă că acesta depinde atât de diametrul fiecărei trepte, cât și de lungimea acestora, față de cazul "clasic" când avansul se adoptă funcție de diametrul minim al treptei și se verifică rigiditatea burghiului în cazul unor lungimi $\sum_{i=1}^n L_i$ mari.

2. Lucind cu avansul S_e se asigură aceleași condiții de așchiere pentru toate treptele burghiului.

3. Pentru determinarea vitezei de așchiere la găurirea în trepte se va folosi relația (5) unde se va înlocui S cu S_e .

BIBLIOGRAFIE

- [1] PICOS, C. ș.a. Calculul adaosurilor de prelucrare și al regimurilor de așchiere, Editura tehnică, București, 1974.
- [2] DRAGHICI, G. Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini, Editura tehnică, București, 1971.
- [3] POPESCU, I., SECARA, G., GRIGORIU, M. Contribuții la determinarea momentului de torsiune la burghiere. A III-a sesiunea de comunicări tehnico-științifice, I.U.G. Progresul Brăila, iulie 1977.

BUZATU, C.

CALCULUL AVANSULUI ECHIVALENT LA GAURIREA
SUPRAFETELOR IN TREPTE

Rezumat

In lucrare se prezintă un nou mod de determinare a regimului de aşchiere la prelucrarea cu burghie în trepte pe baza folosirii avansului echivalent, determinat funcţie de dimensiunile treptelor alezajelor.

THE CALCULATION OF EQUIVALENT FEED OF THE STEP
HOLES DRILLING

Summary

In this work is presented a new way of the determination of the cutting rate of the step holes drilling using the equivalent feed which is determined by the dimensions of the step holes.

INFLUENTA FACTORILOR TEHNOLOGICI ASUPRA PRECIZIEI OPERATIEI
DE MORTEZARE CU CUȚIT ROATĂ A ROTILOR DINTATE CILINDRICE

Dr.ing. Al. Vaida, profesor la Universitatea din Brașov ;
Ing. Gh. Bejinaru, asistent la Universitatea din Brașov .

Dezvoltarea continuă a progresului tehnic, atrage după sine creșterea preciziei de prelucrare a pieselor pe mașini unelte.

Cercetările teoretice și experimentale efectuate în ceea ce privește fabricarea roților dințate cilindrice prin mortezare cu cuțit roată, au permis evidențierea cauzelor care influențează precizia de execuție a acestora. Aceste cauze au fost clasificate funcție de sursele care le generează și anume :

- precizia de lucru a mașinii unelte ;
- precizia sculei ;
- factorii tehnologici (fig. 1).

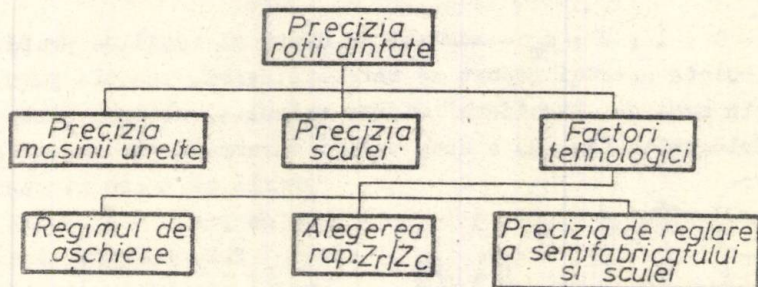


Fig. 1

Necesitatea obiectivă de creștere a preciziei de execuție prin mortezare a roților dințate cilindrice impune optimizarea încă din faza de concepție și apoi cea de exploatare a acestor cauze.

În acest sens amintim că la ora actuală producătorii de mașini unelte de danturat cu cuțit roată oferă mașini cu un grad de precizie cuprins în clasele (4 - 5) DIN, și cuțite roată de mortezare în clasele (3 - 4) DIN - clasa AA. Sunt firme specializate care oferă scule de mortezat și în clasa AAA. În acest context menționăm că pentru verificarea preciziei de lucru a mașinilor de mortezat, la mortezarea roților de probă, STAS 7869 - 75 (Mașini verticale de mortezat roți dințate prin rostogolire cu cuțit roa-

tă) recomandă să se utilizeze numai cuțite roată clasa AA - STAS 6655 - 67.

Este evident în aceste condiții, că exploatarea acestor mașini-unelte și scule pentru atingerea indicilor scontati de precizie ai roții dințate prelucrate, impune analizarea influenței factorilor tehnologici asupra preciziei de prelucrare.

În cadrul acestor factori, menționați în figura 1 o influență distinctă prezintă raportul dintre numărul de dinți ai roții de prelucrat (z_r) și cel al cuțitului roată (z_c). Influența acestui raport asupra preciziei de execuție a roții dințate cilindrică reprezintă de altfel o particularitate specifică a operației de mortezare cu cuțit roată.

Referitor la acest raport, STAS 7869-75 recomandă ca în cadrul operației de verificare a preciziei de lucru a mașinilor de mortezat cu cuțit roată, la mortezarea roților de probă, el să se aleagă astfel ca :

$$z_c \neq \frac{z_r}{n+0,5} \quad , \quad (1)$$

unde $n = 0 ; 1 ; 2 ; z_r$ - numărul de dinți ai roții de probă.

Influența acestui raport se materializează, practic prin apariția în zona de „închidere” dintre primul și ultimul dinte al roții prelucrate (fig. 2) a unor valori însemnate ale erorii de

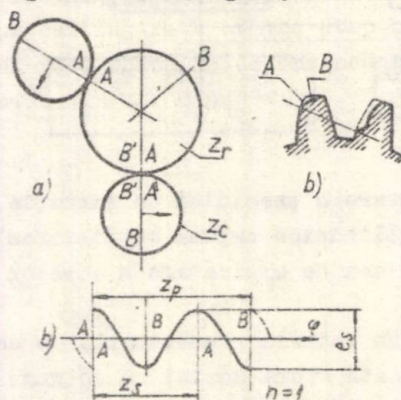


Fig 2

în zona de „închidere” dintre primul și ultimul dinte (fig. 2,a) va acționa atât porțiunea „A” cât și porțiunea „B” a cuțitului roată.

Deși s-au făcut considerații [3] asupra cauzelor care generează

ză acest fenomen influența transmisilor melcate ale mașinii unelte, influența erorilor geometrice și cinematice ale cuțitului roată, a gradului de acoperire sculă-piesă, se poate considera că problema nu este pe deplin elucidată.

Rezultatul practic îl constituie faptul că utilizarea - deza-vantaajoasă a acestui raport duce la scăderea preciziei roții din-țate prelucrate pînă la 2-3 clase de precizie [2] și asta în con-dițiile utilizării unor mașini unelte și scule de mortezat avînd un grad de precizie ridicat.

În aceste condiții singura posibilitate, la ora actuală, re-comandată și de STAS 7869-75 este utilizarea cuțitelor roată exis-tente la locul de muncă sau standardizate avînd caracteristicile cît mai apropiate de valorile obținute prin calcule.

Mecesițățile producției impun realizarea prin mortezare cu cuțit roată, de roți dințate cilindrice avînd diferite numere de dinți. Măsurările făcute asupra unor indici de precizie ai roților dințate prelucrate (eroarea de formă a profilului, eroarea cumula-tă de pas, eroarea pașilor circulari învecinați) au arătat că va-lorile acestora sînt influențate de varianta valorică a modulului și a numărului de dinți prelucrați. Astfel s-a evidențiat că mic-

șorarea numărului de dinți z_r pînă la valori egale cu 35-45, pentru un modul dat, provoacă scăderea erorii de formă a dan-turii. Micșora-re a lui z_R sub aceste valori

Tabelul nr. 1

Roata		Scula		Regim așchiere			Eroare formă mm	
Zn	m	Zc	m	n cd/min	Sc mm/cd	Nr. trecheri	Flanc stîng	Flanc drept
30	5	20	5	200	0,20	1	0,034	0,053
22	5	20	5	200	0,20	1	0,048	0,067
15	5	20	5	200	0,20	1	0,086	0,090

(tab. 1) provoacă mărirea erorii de formă a dintelui cu valori u-șor sesizabile (fig. 3, 4, 5).

Valorile extreme ale intervalului analizat (tab. 1) au fost alese astfel ca formula 1 să nu fie respectată, tocmai pentru a evidenția mai pregnant influența analizată, cazuri frecvent întil-nite în producția de roți dințate pentru diverse cutii de viteze. Se consideră în acest caz că asupra erorii de formă a evolventei dintelui are influență și procesul discontinuu de formare a aces-teia, cît și erorile de bazare ale sculei și semifabricatului pe

mașina unealtă. De altfel influența erorilor de bazare și montaj

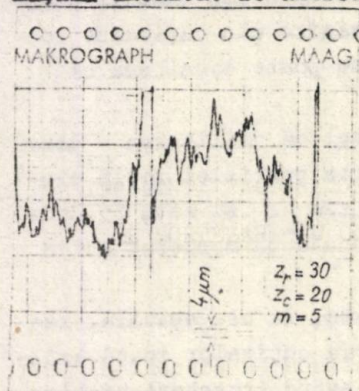


Fig. 3

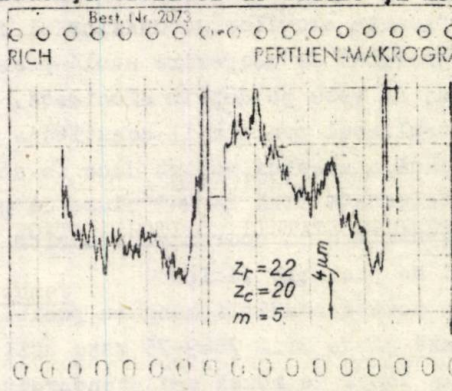


Fig. 4

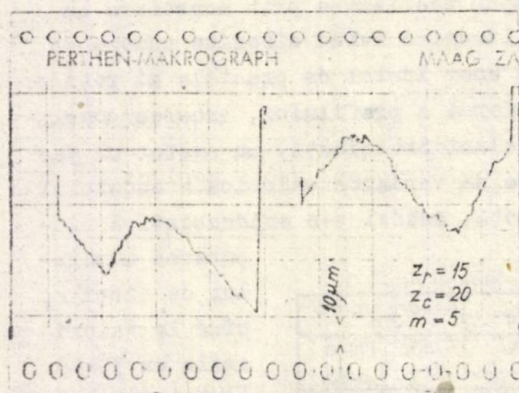


Fig. 5

ale sculei și semifabricatului asupra erorii de formă a evolventei dintelui au fost prinse într-o relație de calcul de forma [1]

$$\Delta f = 2e_1 \sin \frac{\varepsilon \pi}{z_j}, \quad (2)$$

unde e_1 - excentricitatea diametrului de bază a cușitului roată în raport cu axa de rotație a capului de mortezat, respectiv excentricitatea

diametrului de bază a piesei de prelucrat ; z_j - numărul de dinți al sculei respectiv al semifabricatului ; ε - gradul de acoperire corespunzător roții prelucrate. Este de remarcă faptul că analizarea influenței variației numărului de dinți al piesei asupra erorii de formă a semifabricatului a fost făcută pentru un anumit număr de dinți și o anumită excentricitate a cușitului roată. S-a urmărit prin aceasta ca eventuala influență exercitată de cușitul de mortezat asupra erorii de formă a danturii, să aibă o valoare constantă. Analizându-se influența modulului roții prelucrate asupra erorii de formă a evolventei dintelui în condițiile păstrării regimului (tab. 1) folosit la prelucrările anterioare s-a constatat că eroarea de formă se micșorează odată cu micșorarea modulului. Figurile 6 și 7 prezintă curbele de variație a erorii de formă a evolventei funcție de variația modulului și a

numerele de dinți pentru intervalul numerelor mici de dinți la roțile prelucrate prin mortezare cu cuțit roată.

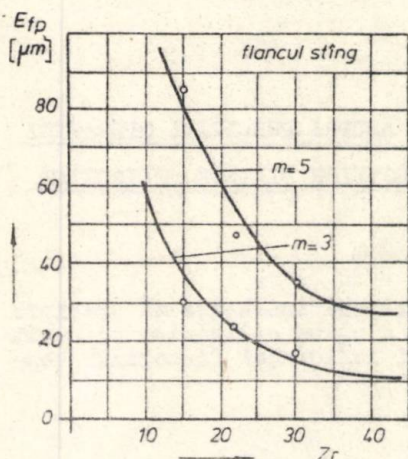


Fig. 6

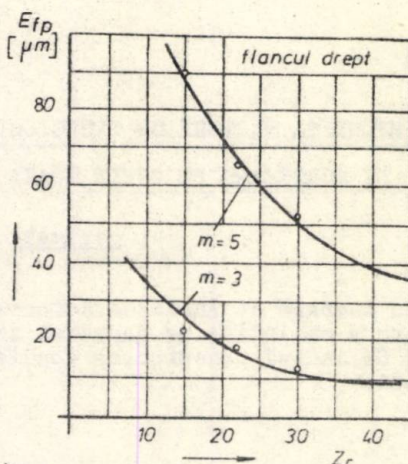


Fig. 7

S-a constatat că prin micșorarea lui Z_r are loc mărirea erorii pașilor circulari învecinați și micșorarea erorii cumulate de pas [4].

Corelind aceste rezultate se poate trage concluzia că în condițiile realizării de mașini unelte și scule de mortezat roți dințate cilindrice la indici de precizie ridicați, se impune analiza influenței factorilor tehnologici asupra preciziei de prelucrare a danturii în vederea optimizării prelucrării.

Bibliografie

- [1] GOLIKOV, V.I. Tehnologhia izotovlenia tocinih tilindricheskikh zubciatih koles. M, Masinostroenie, 1968.
- [2] PROCHAZKA, I. Nastroje na vyrobu celnich ozubenych kol z hlediska jejich pozadovane presnosti - Strojirenska vyroba 1978, Nr. 3, pag. 108 - 111.
- [3] TAIT, B.A. Tocinosti i kontroli zubciatih koles. M., Masinostroenie, 1972.
- [4] VAIDA, A., BEJINARU, GH. Factori care influențează precizia de lucru a mașinilor de mortezat roți dințate cu cuțit roată. Comunicare la a IV-a Sesiune de comunicări tehnico-științifice, Cugir, 17 - 18 nov., 1978.

VAIDA AL., BEJINARU GH.

INFLUENTA FACTORILOR TEHNOLOGICI ASUPRA PRECIZIEI OPERATIEI
DE MORTEZARE CU CUTIT ROATA A ROTILOR DINTATE CILINDRICE

Rezumat

In lucrare se analizează factorii care influențează precizia de lucru a mașinilor de danturat roți dințate cilindrice cu cutit roată. Se indică necesitatea studierii influenței factorilor tehnologici.

L'influence des facteurs technologiques sur la precision
de l'operation de mortaisage par outil-pignon des engrenage
cylindriques

Resume

Dans l'ouvrage on analyse les facteurs influencent la precision de l'operation de mortaisage par outil-pignon des engrenages cylindriques. On indique la necessite de l'etude de l'influence des facteurs technologiques.

CONSIDERATII PRIVIND AMBUTISAREA CU CAUCIUC

A PRODUSELOR DIN ALIAJE DE ALUMINIU

Sef lucr.ing. G.Memet, asist.ing. L.Maniu, asist.ing. R.Popescu
Universitatea din Braşov.

Metalul secolului XX, aluminiul îşi găseşte utilizarea în tot mai multe domenii, aflându-se în prezent printre primele locuri în consumul mondial de metale, după oţel şi fontă.

Lucrarea de faţă vine să abordeze o temă relativ nouă în ţara noastră şi anume : ambutisarea aluminiului şi aliajelor sale cu ajutorul cauciucului.

Matriţele pentru ambutisare cu cauciuc se pot construi în două moduri :

a) matriţe de ambutisare cu poanson rigid şi placă activă din cauciuc ;

b) matriţe de ambutisare cu placă activă rigidă şi poanson de cauciuc.

Procedeul de ambutisare cu ajutorul cauciucului, în străinătate a căpătat o răspândire foarte mare, datorită faptului că matriţele pentru ambutisare sînt relativ simple şi ieftine, ele confecţionîndu-se din lemn stratificat sau aliaje de zinc ; materiale destul de ieftine comparativ cu materialele clasice utilizate pentru sculele de ambutisare. Calitatea pieselor obţinute este practic influenţată de calitatea cauciucului folosit ca placă activă. Cauciucul folosit trebuie să posede următoarele proprietăţi mecanice:

- rezistenţă la rupere $50 - 55 \text{ [daN/cm}^2\text{]} ;$
- alungirea specifică $600 - 700 [\%] ;$
- alungirea remanentă $20 - 30 [\%] ;$
- compresiunea sub sarcina de 100 daN/cm^2 $50 - 70 [\%] ;$
- duritatea $60 - 70 [^{\circ} \text{ Shore}] .$

Procedeul de ambutisare , cu placă de ambutisare din cauciuc, constă în aceea că rolul plăcii de ambutisare este îndeplinit de

cauciucul închis într-o cutie metalică, care trage semifabricatul pe poanson. Piesele de înălțime mică se ambutisează fără elemente de reținere (inele, știfturi etc).

Diferitele metode de ambutisare cu matrițe din cauciuc au stat la baza executării diferitelor tipuri de prese (fig.1).

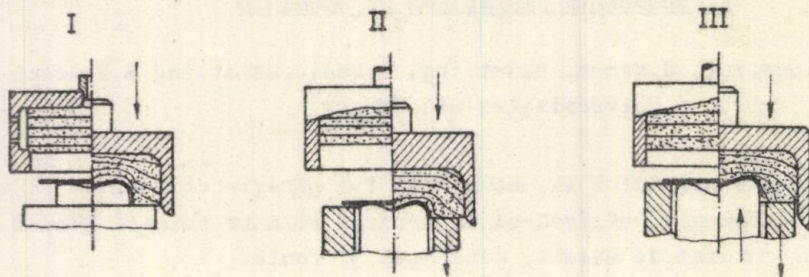


Fig. 1

Procedeul I - fig.1 - se realizează pe prese hidraulice și reprezintă ambutisarea cu poanson fix. Acest procedeu dă rezultate bune la piese cu adâncime mică de ambutisare, iar pentru adâncimi de ambutisare mari și pentru a reduce dimensiunile semifabricatului se folosesc inele speciale de apăsare prevăzute cu niște degajări în care se prinde semifabricatul (fig.2).

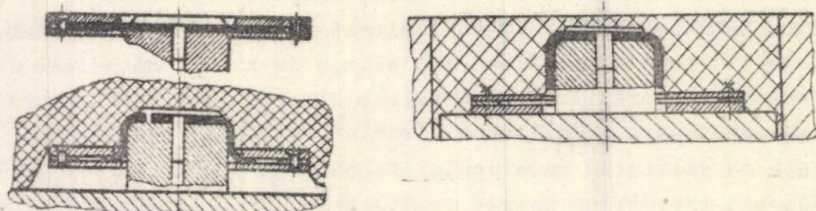


Fig.2

Procedeul II - fig. 1 - este o ambutisare cu poanson fix și inel de sprijin reglabil.

Procedeul III - fig.1 - este o ambutisare cu poanson mobil și inel de sprijin reglabil.

Procedeele II și III realizate pe prese speciale permit obținerea de adâncimi de ambutisare mult mai mari decât în cazul procedului I, folosind ca elemente de reținere: pană, placă articulată sau inel ca în fig. 3.

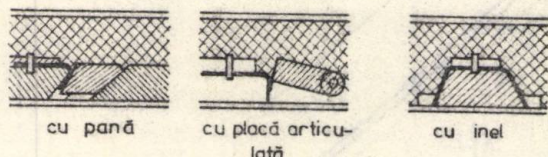


Fig. 3

Din experimentările făcute în laborator s-a obținut, folosind procedeul matriță de ambutisare cu poanson rigid și placă activă din cauciuc, piesa din fig. 4.

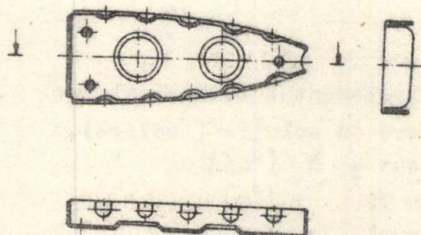


Fig. 4

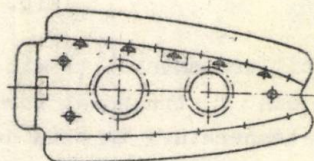


Fig. 5

Procesul tehnologic de obținere a pieselor (respectiv a piesei din fig. 4) comportă următoarele faze:

- Debitarea materialului.
- Trasarea conturului piesei (desfășurată) fig.5.
- Decuparea după trasaj.

S-au executat găuri la colțuri fig. 6, găuri folosite pentru table cu muchii îndoite nesudate. Din experimentările făcute s-a determinat ca rază optimă $R_g = 10,5 \text{ [mm]}$.

- Găurirea.
- Tratamentul termic aplicat înaintea operației de deformare plastică.
- Deformarea plastică.
- Tratamentul termic aplicat după deformarea plastică.

Tratamentul termic se aplică întregului semifabricat, nu este

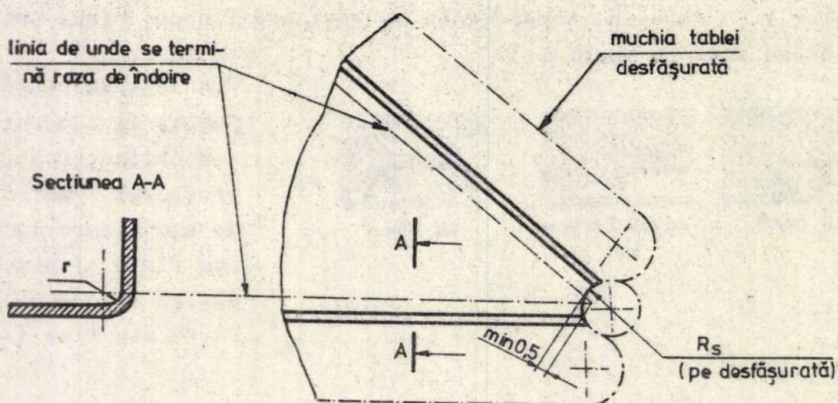


Fig. 6

admisibil tratamentul termic parțial. Tratamentul termic aplicat constă din : tratament termic de punere în soluție (călire).

- temperatura în baia de săruri 495 ± 5 [$^{\circ}\text{C}$];
- temperatura apei de călire 10 - 30 [$^{\circ}\text{C}$];
- timp de menținere în baia de săruri 20 [minute];
- timp de călire în apă 7 [secunde];
- grosimea semifabricatului $l = 0,8$ [mm].

În timpul încălzirii de punere în soluție anumite elemente sau faze din aliajul de aluminiu fiind mult mai solubile la cald decât la rece sînt dizolvate în soluția solidă de bază. Principalii factori care trebuiesc luați în considerare la punerea în soluție sînt :

- temperatura, funcție de compoziția chimică a aliajului a cărei valoare optimă trebuie să fie respectată cu o precizie de ± 5 [$^{\circ}\text{C}$]
- viteza de încălzire și durata de menținere care depind de compoziția, modul de elaborare, starea de omogenitate, grosimea semifabricatului, mărimea de grăunte, mediul de încălzire, cu observația că o a doua punere în soluție a aceluiaș produs este mai rapidă decât prima, dar conduce la scăderea caracteristicilor mecanice. Răcirea bruscă executată imediat după punerea în soluție creează starea "proaspătă de călire" stare în care materialul este ușor prelucrabil prin deformare la rece timp de aproximativ 2 ore. Această

proprietate poate fi menținută un interval mai mare de timp prin depozitare la temperaturi coborâte. În această ^{stare} proaspătă de călire se recomandă execuția relaxării. Pentru o placă de 50 mm din materialul piesei din fig. 4, aplicându-se tratamentul de îmbătrânire naturală sau artificială se ajunge la o stare tensionată; distribuția tensiunilor fiind cea indicată în fig. 7.

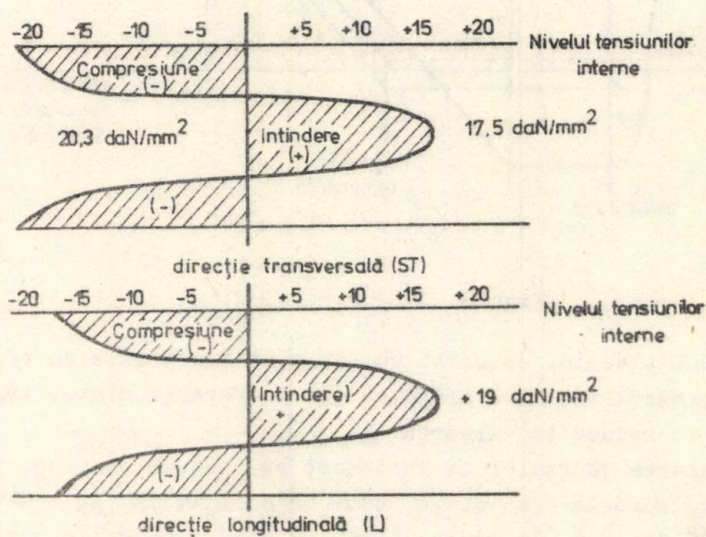


Fig. 7

Gradientele termice dezvoltate în timpul răcirii conduc la formarea unor cîmpuri de tensiune: de compresiune la suprafață și de întindere în interiorul plăcii, invers față de tensiunile produse prin deformări plastice la rece cum sînt: laminarea, trefilarea, etc.

Prin deformarea plastică la rece, de întindere la plăci și bare sau de comprimare la forjare, executată cu alungire, respectiv tasare remanentă de 2 % în medie se produce o relaxare de compensare a tensiunilor interne (fig. 8). Curba 1 indică nivelul tensiunilor interne pe materialul tratat termic în stare „proaspătă de călire”

Prin executarea operației de întindere punctele reprezentative ale nivelelor tensiunilor interne (miez și suprafață) descriu curbele „a” și „b”.

Zonele de tensiuni interne pozitive (de întindere) ating mai

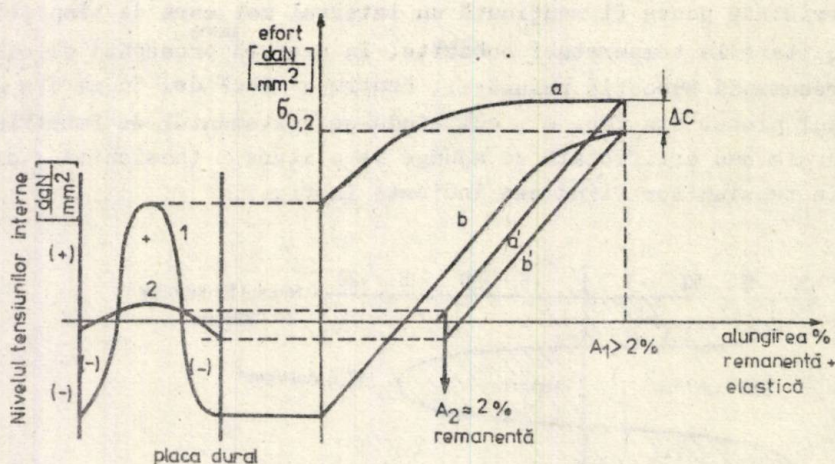


Fig. 8

repede domeniul plastic, datorită combinației vectoriale cu efortul de întindere, astfel că la o alungire „ A_1 ” diferența dintre tensiunile interne se reduce la valoarea ΔC .

După anularea efortului de întindere se produce contracție elastică urmînd curbele „ a' ” și „ b' ” care se oprește la A_2 deformare remanentă de 2 % în medie, negativă cînd tensiunile pozitive echilibrează pe cele negative ambele fiind la un nivel foarte redus cca 1-2 daN/mm² corespunzător curbei 2.

După operația de deformare plastică are loc tratamentul de îmbătrînire naturală sau artificială a piesei. În cazul îmbătrînirii naturale suprasaturarea aluminiului în elemente de aliere scade prin formarea unor zone de precipitări sau regrupări submicroscopice de atomi dizolvați. În cazul îmbătrînirii artificiale materialul este încălzit la temperaturi cuprinse în intervalul 110 - 200°C pe durată de 6 - 25 ore. Aliajul din care se execută piesa din fig. 4 poate fi utilizat sub forma ambelor stări.

Deformarea plastică a semifabricatului s-a făcut folosind placa de ambutisare reprezentată în fig.9.

În timpul operațiilor de deformare la rece semifabricatele din aliaje de aluminiu sînt ecrusate cu diferite valori în funcție de forma piesei, natura și starea aliajului respectiv.

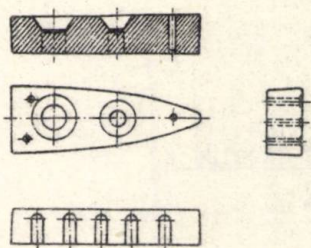


Fig. 9

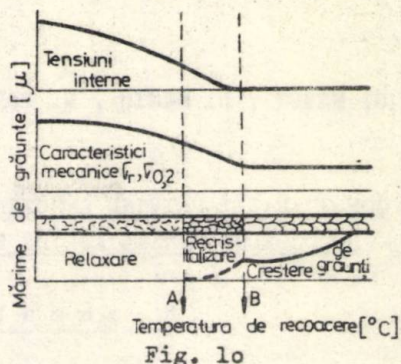


Fig. 10

Evoluția caracteristicilor în timpul operațiilor de recoacere la diferite temperaturi și durate de menținere se prezintă în fig.10. Până la o temperatură A există numai relaxarea tensiunilor interne caracteristicile mecanice înregistrând o ușoară scădere. Peste temp. A se produce o scădere accentuată a caracteristicilor mecanice σ_r și $\sigma_{0.2}$. În intervalul de temperatură AB și pentru timp de menținere constant recristalizarea nu este completă, grăunții noi existînd cu cei vecini. Cînd cristalizarea este completă (temp. B) recoacerea este totală (starea 0). Tratamentul de recoacere totală este urmat de tratamentul de detensionare care se face la temp. $340 \pm 10 [^{\circ}\text{C}]$ și timp de menținere 30-60 minute urmată de răcire în aer. Pentru cazul experimentat temp. de revenire a fost $T = 190 \pm 5 [^{\circ}\text{C}]$ și timp de menținere 10 [

CONCLUZII

Procedeul de ambutisare cu caucuciuc se aplică la prelucrarea pieselor din tablă de aluminiu și aliaje de Al utilizate în construcția de avioane, piese puternic solicitate dinamic.

Gradientele termice dezvoltate în timpul răcirii conduc la formarea de tensiuni interne mai ales la nivel macroscopic. Tensiunile sînt de compresiune la suprafață și de întindere în interior. Prezența unui nivel ridicat de tensiuni interne produce dificultăți tehnologice la prelucrare și montare, de asemenea poate apare riscul coroziunii sub tensiune și riscul de rupere prematură în serviciu, chiar la tensiuni sub sarcina utilă.

Deformările plastice la rece se fac pe materiale în stare „proaspătă” de călire, de asemenea respectîndu-se temperaturile indicate ale tratamentelor termice.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Iliescu C. Tehnologia ștanțării și matrițării la rece. Ed. Did. și Ped. București, 1977.
- [2] Romanovski, V.P. Ștanțarea și matrițarea la rece. București, 1977.

G. MEMET , L. MANIU , R. POPESCU

CONSIDERATII PRIVIND AMBUTISAREA CU CAUCIUC A
PRODUSELOR DIN ALIAJE DE ALUMINIU

R e z u m a t

Lucrarea abordează ambutisarea aluminiului și aliajelor sale cu ajutorul cauciucului. Procedul de obținere a piesei este: matrița de ambutisare cu poanson rigid și placă activă din cauciuc care constă în aceea că rolul plăcii de ambutisare este îndeplinit de cauciucul, închis într-o cutie metalică, care trage semifabricatul pe poanson.

BETRACHTUNGEN ZUM TIEFZIEHEN MIT GUMMIKISSEN VON
ERZUGNISSEN AUS ALUMINIUMLEGIERUNGEN

Zusammenfassung

Die Arbeit¹ behandelt das Ziehen von Aluminiumlegierungen mit Hilfe von Gummi. Das Verfahren zur Herstellung von Werkstücken ist : Ziehmatrize mit festem Stempel und angetriebene Platte aus Gummi und besteht darin dass die Aufgabe des Ziehringes von einem, in Metallrahmen eingefasstem, Gummikissen übernommen wird welches den Ausgangswerkstoff über den stempel zirht.

CONTRIBUTII LA STUDIUL PRELUCRĂRII PE MASINI DE FREZAT

Ing. Ivan Cismaru, asistent Universitatea din Braşov,
Ing. Maria Cismaru, asistent Universitatea din Braşov.

1. Aspecte generale

Operaţia de frezare are un loc hotărîtor în cadrul procesului tehnologic de prelucrare a lemnului, din fabricile de mobilă şi în special la prelucrarea elementelor masive. Prin frezare se stabileşte forma finală a elementelor, precum şi volumul de muncă ce se va cheltui ulterior în operaţiile de şlefuire.

Calitatea suprafeţei rezultate prin frezare depinde de o serie de factori printre care:

- cinematica procesului de aşchiere prin frezare, definită prin regimul de prelucrare stabilit;
- gradul de uzură al sculelor;
- gradul de uzură al maşinii;
- sistemul de prindere al sculelor şi pieselor pe maşină;
- stabilitatea dinamică a ansamblului maşină-unealtă.

Obţinerea unei calităţi corespunzătoare, la operaţia de frezare, realizează avantaje economice deosebite prin reducerea volumului de manoperă, energie şi materiale auxiliare ce se consumă la operaţiile ulterioare. Avantajul devine considerabil, în cazul prelucrării suprafeţelor profilate cînd operaţiile de şlefuire nu se pot realiza decît manual, aducînd economii simţitoare de manoperă.

Forma pieselor, obţinute prin frezare, este un factor hotărîtor în realizarea unei bune interschimbabilităţi, precum şi la stabilirea unei forme unice a componentelor din cadrul unei garnituri.

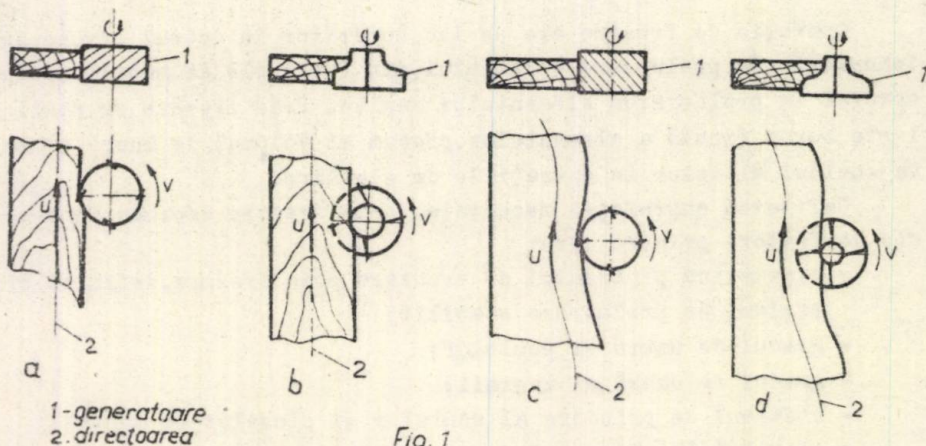
Din acest motiv realizarea unei forme corecte şi identice a elementelor lotului de fabricaţie este o problemă importantă, prin care se reduce volumul de muncă în cadrul operaţiilor de ajustare, retuşare, din sectoarele de asamblare.

2. Realizarea formei suprafeţei, prelucrate prin frezare

Suprafaţa prelucrată prin frezare este un rezultat al inte-

racțiunii dintre cuțitele tăietoare ale frezei (generatoare) și materialul care se deplasează după o anumită traiectorie (directoarea).

Astfel pot rezulta: suprafețe plane (fig.1.a) atunci când generatoarea și directoarea sînt linii drepte; suprafețe drepte dar profilate în plan normal (fig.1.b) atunci când generatoarea este o curbă de o anumită formă iar directoarea este o dreaptă; suprafețe curbe (fig.1.c) atunci când generatoarea este o dreaptă iar directoarea este o curbă de o anumită formă; suprafețe curbe - profilate (fig.1.d) atunci când generatoarea și directoarea sînt curbe de anumite forme.



Forma generatoarei și directoarei este determinată de soluția constructivă adaptată de proiectant, de caracteristicile stilului arhitectural din care face parte mobilierul, de posibilitățile de lucru ale mașinii unelte, de dotarea întreprinderii etc.

Prelucrarea elementelor de mobilier cu suprafețe plane sau cu suprafețe drepte - profilate în plan normal (fig.1.a și 1.b) se realizează simplu prin utilizarea frezelor cu cuțite drepte sau profilate și a riglelor de ghidaj (v.fig.2). Probleme mai dificile ridică realizarea suprafețelor curbe și curbe profilate, când directoarea este o curbă de o anumită formă pe care trebuie să se deplaseze fie elementul ce se prelucurează, fie scula.

În vederea realizării acestor traiectorii de mișcare se utilizează dispozitive de prelucrare adecvate.

Realizarea corectă a dispozitivelor presupune proiectarea corectă a acestora. În general în întreprinderile de prelucrare a

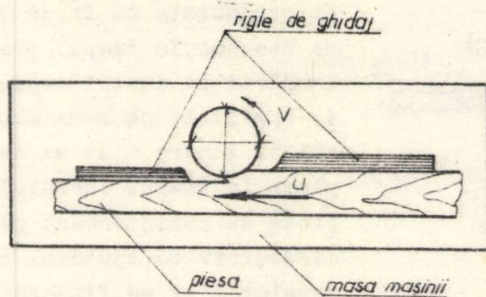


Fig. 2

lemnului se trece pe faza de proiectare a dispozitivelor, acestea fiind realizate direct pe bază de desen și experiență, ceea ce duce de multe ori la denaturarea formei și proporțiilor elementului și produsului, la apariția greutăților în montare, la creșterea procentului de

rebuturi etc.

Proiectarea dispozitivelor încă nu are baze teoretice și nu este abordată de colectivele de proiectare din întreprinderi.

Rezolvarea corectă a acestei probleme presupune realizarea și specializarea unor colective de ingineri și muncitori, lucru care nu este posibil decât prin înființarea unor întreprinderi specializate, care la nivel central să doteze uniform întreprinderile din sectorul de prelucrare a lemnului cu dispozitive corect gândite și executate.

3. Dispozitive de prelucrare pe mașini cu sculă poziționată

Dispozitivele utilizate pentru prelucrarea pe mașini normale de frezat sau pe mașini de frezat adaptate anumitor operații (în cadrul producției de masă), au la bază modul de generare a suprafețelor precum și modul de realizare a mișcării de avans, mișcarea principală executându-o întotdeauna scula.

În figura 3, este prezentat modul de lucru pe o mașină normală de frezat, când avansul se realizează manual. Dispozitivul poate fi conceput pentru execuția unei singure faze (v. fig. 3) - cazul pieselor mari care necesită efort mare la mînuire -, sau pentru execuția a două faze (v. fig. 4). Cu dispozitivul prezentat în figura 4 se pot prelucra cele două canturi I și II.

În poziția A se prelucurează cantul I, apoi piesa se așează în poziția B pentru a se prelucra cantul II și altă piesă, neprelucrată, se așează în poziția A, astfel că la o rotire cu 360° și translațiile necesare se pot prelucra două canturi I și II la două piese diferite.

Analizînd figura 3, se vede că dispozitivul 1, pe care este

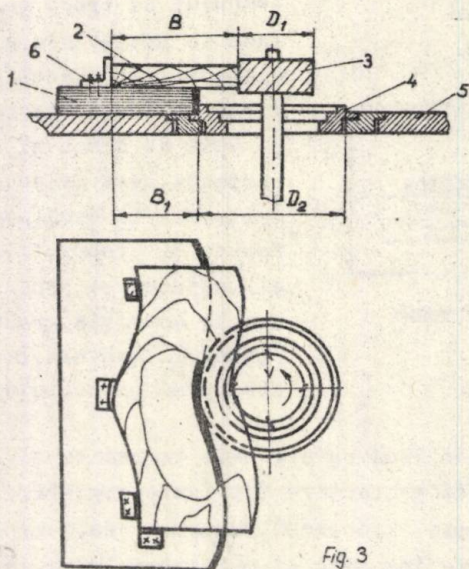


Fig. 3

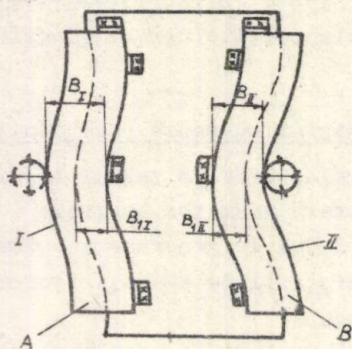


Fig. 4

asezată piesa 2, pentru a fi prelucrată cu freza 3, se reazemă în timpul prelucrării pe inelul copier 4, sprijinit pe masa mașinii 5. Pentru a nu se deplasa în timpul lucrului piesa se poziționează pe dispozitiv cu ajutorul reazemelor 6 și se fixează cu dispozitive cu excentric.

Cota importantă necesară în proiectarea dispozitivului este cota B_1 , respectiv poziția reazemelor față de marginea dispozitivului. Analizînd figurile 3 și 4 se observă că:

$$B = B_1 + \frac{D_2 - D_1}{2}, \quad (1)$$

din care se obține:

$$B_1 = B - \frac{D_2 - D_1}{2}, \quad (2)$$

în care: B este distanța de la reazem la muchia tăietoare a frezei, respectiv lățimea piesei prelucrate; D_1 este diametrul frezei iar D_2 este diametrul inelului copier din masa mașinii. Valoarea cotei B este diferită în cele două faze (v. fig. 4) și anume: pentru

prelucrare în faza I, $B_I = B + a$ iar în faza II $B_{II} = B$, unde " a " este adaosul de prelucrare. Rezultă astfel valorile cotelor B_1 pentru cele două faze:

$$B_{1I} = B + a - \frac{D_2 - D_1}{2},$$

$$B_{1II} = B - \frac{D_2 - D_1}{2}. \quad (3)$$

Relațiile (3) pot asigura și stabilirea diametrului inelului copier atunci cînd se utilizează (din anumite motive), altă freză, diferită de cea prevăzută în fișa plan-operații:

$$D_{2I} = 2(B + a - B_{1I}) + D_1, \text{ în care } B_{1I} < B \text{ și} \quad (4)$$

$$D_{2II} = 2(B - B_{1II}) + D_1, \text{ în care } B_{1II} < B.$$

Din analiza relației(4) se constată că utilizarea unui dispozitiv pe care se prelucreează două faze nu mai este posibilă. Deoarece $D_{2I} \neq D_{2II}$, între ele existînd relația $D_{2I} = D_{2II} + \alpha$, prelucrarea pe faze se efectuează independent, aceasta ducînd la scăderea productivității. Se observă astfel importanța respectării diametrului frezei și al inelului copier, date ce trebuie înscrise obligatoriu pe spatele dispozitivului, pentru a nu se ajunge la prelucrarea defectuoasă a pieselor sau rebutarea lor.

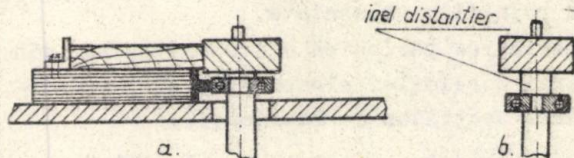


Fig. 5

a dispozitivului, se observă că:

$$B_1 = B + \frac{D_1 - D_2}{2}, \quad (5)$$

de unde rezultă:

$$B_{1I} = B + \alpha + \frac{D_1 - D_2}{2};$$

$$B_{1II} = B + \frac{D_1 - D_2}{2}, \quad (6)$$

și respectiv:

$$D_{2I} = 2(B + \alpha - B_{1I}) + D_1, \text{ în care } B_{1I} > B \text{ și}$$

$$D_{2II} = 2(B - B_{1II}) + D_1, \text{ în care } B_{1II} > B. \quad (7)$$

Se observă că relațiile (4) și (7) sînt identice ca formă dar rezultatul va fi altul.

Se poate trage concluzia că relațiile (3) și (5) stabilesc

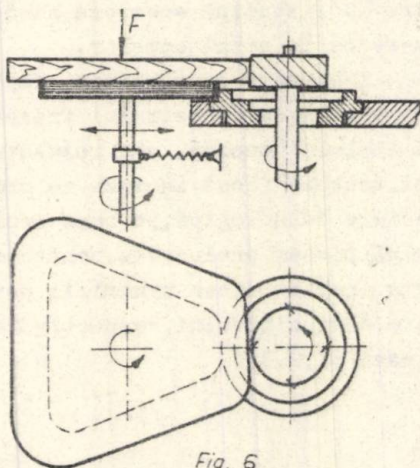


Fig. 6

pozițiile reazemelor de pe dispozitiv în raport cu marginea lui (directoarea). Forma directoarei reprezintă chiar profilul final al piesei prelucrate.

Prelucrarea după contur închis se poate realiza și cu avans mecanic, ca în figura 6 (cazul prelucrării ramelor și șezuturilor de scaune), un-

de relațiile stabilite anterior rămân valabile.

În timpul prelucrării datorită ascutirii repetate a frezei, precum și uzurii inelului copier, relația stabilită își pierde valabilitatea. Pentru păstrarea capacității de prelucrare se pot utiliza seturi de inele copiere cu diametre din 0,2 în 0,2 mm sau reazeme reglabile pe dispozitiv.

Stabilirea diametrului inelului adecvat în prelucrare, sau a cotei B_1 , realizându-se cu relațiile prezentate.

Se impune astfel verificarea periodică a dispozitivelor din punct de vedere al păstrării corelației elementelor și prezentarea concluziilor verificării secțiilor de fabricație.

4. Dispozitive de prelucrare pe mașini cu sculă mobilă

Mașinile din această categorie realizează prelucrarea prin fixarea piesei pe masa mașinii, scula executând atât mișcarea principală cât și de translație, urmărind un anumit contur (v. fig. 7 - ex. cazul mașinii de prelucrat locașul pentru geam la uși), sau prin realizarea avansului de către piesă, scula executând mișcarea principală și de urmărire a dispozitivului (v. fig. 8 - cazul mașinilor tip carusel cu prelucrare după contur închis, figura 8 a, sau cu prelucrare cu mai multe posturi, figura 8 b).

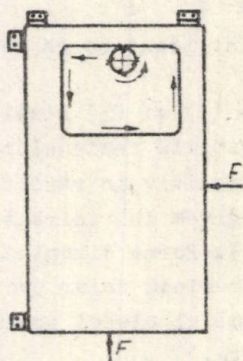
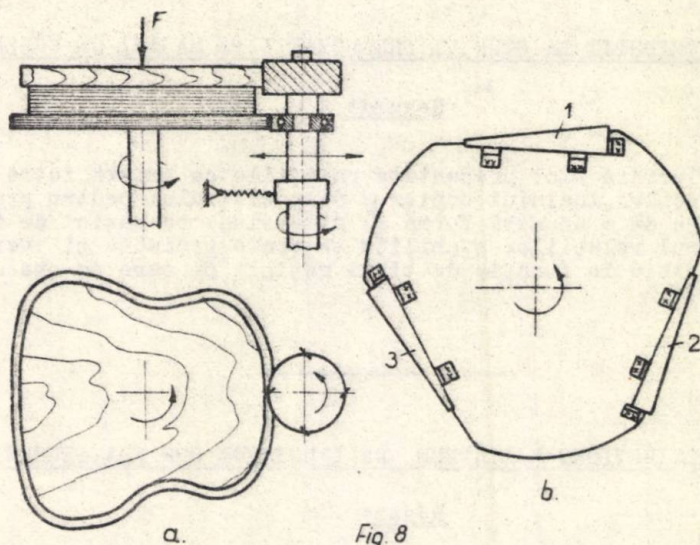


Fig. 7

Indiferent în care caz, relațiile stabilite la punctul 3 sînt valabile. Forma dispozitivului trebuie astfel concepută încît să nu favorizeze apariția șocurilor de urmărire [3], studiul acestora făcîndu-se ca în cazul camelor.

Important de remarcat faptul că stabilirea diametrului frezei și al inelului copier, sau rulmentului, trebuie făcut în faza de proiectare tehnologică, pe baza profilului piesei prelucrate, pentru a avea certitudinea urmăririi corecte a dispozitivului, respectiv realizarea corectă a conturului piesei [1,2,3].



5. Concluzii

Pe baza celor prezentate rezultă importanța utilizării dispozitivelor pentru creșterea domeniului de prelucrabilitate al mașinilor unelte.

Din lucrare rezultă relații și principii ce pot sta la baza proiectării dispozitivelor, astfel încât forma și dimensiunile pieselor prelucrate să coincidă cu cele prevăzute în documentația tehnică a produsului.

Bibliografie

- [1] RADU, A. Mașini unelte pentru prelucrarea lemnului. Editura tehnică București, 1977.
- [2] DOGARU, V. Dispozitive moderne. Universitatea din Brașov, 1973.
- [3] CISMARU, I. ș.a. Posibilități de prelucrare prin trecere s suprafețelor profilate din construcția mobilei. Revista IL. nr. 4, 1978.

I.CISMARU, M.CISMARU

CONTRIBUTII LA STUDIUL PRELUCRĂRII PE MASINI DE FREZAT

Rezumat

În lucrare sînt prezentate relațiile ce există între dimensiunile sculei, inelului copier și dispozitivului pentru prelucrarea unei piese de o anumită formă și dimensiune pe mașini de frezat. Cu ajutorul relațiilor stabilite se poate proiecta și verifica un dispozitiv în funcție de tipul mașinii pe care se execută prelucrarea.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DE L'USINAGE SUR FRAISEUSES

Résumé

Le travail présente les relations existant entre les dimensions de l'outil, de l'anneau copieur et du dispositif pour l'usinage d'une pièce de formes et dimensions déterminées sur les fraiseuses. Au moyen des relations établies on peut étudier et vérifier un dispositif en fonction du type de la machine exécutant l'usinage.

PROIECTAREA SCULELOR ASCHietoARE CU AJUTORUL CALCULA-
TORULUI ELECTRONIC - PARTEA I

Ing. M. Grigoriu, asistent la Universitatea din Braşov;
Dr. ing. Gh. Secară, conferenţiar la Universitatea din Braşov;
Ing. D. Cosma, asistent la Universitatea din Braşov.

La proiectarea oricărei scule aşchietoare se parcurg următoarele etape:

- alegerea tipului sculei în funcţie de condiţiile de prelucrare impuse, factori tehnologici etc;
- stabilirea materialului sculei şi a tratamentului termic;
- calculul cinematic şi dinamic;
- alegerea maşinii-unelte şi stabilirea parametrilor reali ai cinematicii şi dinamicii aşchierii;
- stabilirea elementelor constructive;
- stabilirea geometriei (optime) şi analiza unghiurilor constructive şi funcţionale;
- stabilirea schemei de ascuţire şi reascuţire;
- stabilirea condiţiilor tehnice.

Se prezintă în continuare modul de proiectare a burghiilor elicoidale cu ajutorul calculatorului electronic.

La întocmirea programului s-au folosit următoarele date iniţiale:

- N(13) - gama de rotaţii a maşinilor de găurit;
- S(10) - gama de avansuri ale maşinilor de găurit;
- S2(5) - gama de avansuri care se folosesc la burghierea materialelor neferoase şi nemetalelor;
- V1(7) - gama de viteze de aşchiere folosite la burghierea oţelurilor;
- V2(5) - gama de viteze de aşchiere folosit la burghierea materialelor neferoase şi nemetalelor;
- A(9,5) - coeficienţii C, X, Y, şi forţa specifică KS1 necesari la calculul forţelor şi momentelor de aşchiere;
- B(3,7) - toleranţele la diametrul burghiului, D;
- C(2,3) - valorile conicităţii inverse ale diametrelor burghiilor elicoidale;

- E - unghiul de înclinare al canalelor elicoidale (ω) rezultat din calcul;
- E1 - unghiul ω adoptat;
- B - lăţimea dintelui burghiului elicoidal;
- T7 - toleranţa la lăţimea dintelui;
- V - unghiul de vîrf 2κ ;
- T5 - toleranţa la unghiul de vîrf;
- T - unghiul de înclinare al tăişului transversal (ψ);
- B - lăţimea frezei (disc profilat) pentru frezarea canalelor elicoidale;
- R1 - prima rază a profilului canalului elicoidal;
- R2 - a doua rază (raza mică);
- T6 - toleranţa la unghiul ω ;
- D3 - diametrul gîtului burghiului;
- L1 - lungimea canalelor elicoidale;
- L0 - lungimea găurii de realizat;
- X - element decizional în alegerea tipului cozii sculei;
X = 1 pentru coadă conică; $X \neq 1$ pentru coadă cilindrică;
- Y - element decizional pentru cazul de burghiere cu
(Y = 10) sau fără (Y $\neq$ 10) bucsă de ghidare;
- L3 - lungimea gîtului burghiului;
- L - lungimea totală a sculei;
- T9 - toleranţa la lungimea canalelor elicoidale;
- X1 - toleranţa la lungimea totală a burghiului;
- Y1 - tg E1;
- C1 - numărul conului Morse;
- L4 - lungimea cozii conice;
- R4 - raza burghiului corespunzătoare diametrului exterior;
- R5 - raza corespunzătoare diametrului mediu;
- R6 - raza corespunzătoare diametrului minim;
- E4; E5; E6 - unghiul canalelor elicoidale (ω) la diametrul exterior, mediu şi minim;
- V4; V5; V6 - unghiul de vîrf (2κ) la diametrul exterior, mediu şi minim;
- X4; X5; X6 - unghiul de înclinare al tăişului principal (Λ) la diametrul exterior, mediu şi minim;
- Y4; Y5; Y6 - unghiul de degajare normal al tăişului principal la diametrul exterior, mediu şi minim;
- R0 - raza diametrului miezului;

- P(59) - valorile pasului elicei;
- E(4,7) - valorile unghiului de inclinare al canalelor elicoidale (α) recomandate de literatura de specialitate;
- F(2,22) - lungimile cozilor cilindrice ale burghiilor elicoidale;
- L(2,5) - toleranța la lungimea canalelor și lungimea totală;
- G(2,3) - lungimea gîtului burghiilor elicoidale cu coada conică;
- K(2,6) - conurile Morse și lungimile cozilor cu con morse.

De asemenea se vor utiliza următoarele notații:

- D - diametrul burghiului ($D = \overline{1,100}$);
- S1 - avansul de lucru calculat;
- V - viteza de așchiere calculată;
- T - adîncimea de așchiere;
- FO - forța axială reală;
- F1 - forța principală de așchiere reală;
- M - momentul de torsiune real;
- NO - puterea necesară reală;
- N2 - puterea maginii-unelte;
- N3 - puterea mecanismului de avans;
- TO - toleranța la diametrul miezului burghiului;
- CO - conicitatea inversă a diametrului burghiului;
- H1 - înălțimea fațetelor elicoidale;
- T1 - toleranța la înălțimea fațetelor;
- D1 - diametrul spatelui dinților;
- T2 - toleranța la diametrul spatelui dinților;
- F - lățimea fațetelor elicoidale;
- F3 - toleranța la lățimea fațetelor;
- W - element decizional folosit la alegerea tipului de material pentru sculă ($W = \overline{1,14}$);
- Z - element decizional utilizat la alegerea clasei de precizie a execuției burghiului elicoidal ($Z = 20$ pentru precizie sporită și $Z \neq 20$ pentru precizie uz general);
- DO - diametrul miezului burghiului;
- L4 - toleranța la diametrul miezului;
- P2 - pasul elicei burghiului;
- P3 - pasul minim;
- P4 - pasul maxim;

$$Y2 = \arctg \kappa .$$

Modelul matematic care stă la baza programului cuprinde următoarele relații de calcul:

- Calculul avansului de lucru:

$$S = \frac{D}{100} \quad \text{sau} \quad S = \frac{1,5 D}{100} \quad [\text{mm/rot}];$$

- Calculul forței axiale la burghiere:

$$P_o = 0,91 C_o D_o^{x_o} S^{y_o} \quad [\text{daN}];$$

- Calculul forței principale de aşchiere reale:

$$P_1 = 1,1 \frac{K_{s1} S^{1-\mu}}{2^{1-\mu} \sin^{\mu} \kappa} \kappa (R-R_o) \quad [\text{daN}];$$

- Calculul momentului de torsiune real:

$$M = \frac{P_1 (D + 0,28 D^{0,82})}{20} \quad [\text{daN.cm}];$$

- Calculul puterii necesare reale, puterii maşinii-unelte şi puterii mecanismului de avans:

$$N_o = \frac{M N_1}{4,36 \cdot 71.620} \quad [\text{kW}];$$

$$N_2 = \frac{N_o}{0,8} \quad [\text{kW}];$$

$$N_3 = \frac{P_o N_1 S_1}{6,12 \cdot 10^6} \quad [\text{kW}];$$

- diametrul spatelui dinţilor

$$D_1 = D - 2 (H_1 - T_1) \quad [\text{mm}];$$

- înălţimea faţetelor elicoidale şi toleranţa acestora

$$H_1 = 0,08 D^{0,745} \quad [\text{mm}];$$

$$T_1 = 0,03 D^{0,64} \quad [\text{mm}];$$

- lăţimea faţetelor elicoidale şi toleranţa acestora:

$$F = 0,16 D^{0,765} \quad [\text{mm}];$$

$$T_3 = 0,12 D^{0,485} \quad [\text{mm}];$$

- diametrul miezului burghiului şi toleranţa acestuia:

$$D_o = 0,28 D^{0,82} \quad [\text{mm}];$$

$$T_4 = 0,08 D^{0,4} \quad [\text{mm}];$$

- pasul elicei burghiului:

$$P_2 = 7,3 D^{0,895} \quad [\text{mm}];$$

- unghiul de înclinare al canalelor elicoidale:

$$E = \arctg \frac{\pi D}{P_2};$$

- lăţimea dintelui unghiului elicoidal şi toleranţa acestuia:

$$B = \frac{\sin (40,5 \cos^2 E)}{\cos E} D \quad [\text{mm}];$$

$$[\text{mm}];$$

- raza mare a canalelor elicoidale a burghiului:

$$R_1 = 0,026 \frac{2\kappa \sqrt[3]{2\kappa}}{\omega} \left(\frac{0,14 D}{d_0} \right)^{0,044} \left(\frac{13 \sqrt{D}}{D_f} \right)^{\frac{0,9}{\omega}} D \quad [\text{mm}];$$

- raza mică a canalelor elicoidale:

$$R_2 = 0,015 \sqrt[4]{\omega} D \quad [\text{mm}];$$

- profilul frezei de ordinul doi (lăţimea) folosită pentru realizarea canalelor elicoidale:

$$B = D \left[0,026 \frac{2\kappa \sqrt[3]{2\kappa}}{\omega} \left(\frac{0,14 D}{d_0} \right)^{0,044} \left(\frac{13 \sqrt{D}}{D_f} \right)^{\frac{0,9}{\omega}} + \frac{0,015 \sqrt[4]{\omega}}{\cos \psi} \right] [\text{mm}];$$

- profilul frezei de ordinul doi (înălţimea):

$$H = D \left[0,026 \frac{2\kappa \sqrt[3]{2\kappa}}{\omega} \left(\frac{0,14 D}{d_0} \right)^{0,044} \cos \psi - 0,015 \sqrt[4]{\omega} + \frac{0,015 \sqrt[4]{\omega}}{\cos \psi} \right] [\text{mm}];$$

- unghiul ω de înclinare al canalelor elicoidale:

$$\text{tg } \omega_M = \frac{D_M}{D} \text{tg } \omega;$$

- unghiul de degajare, γ_x :

$$\text{tg } \gamma_{x_M} = \text{tg } \omega_M = \frac{D_M}{D} \text{tg } \omega;$$

- unghiul de atac, α :

$$\text{tg } \alpha_M = \text{tg } \alpha \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{R_0}{R_M}\right)^2}{1 - \left(\frac{R_0}{R}\right)^2}};$$

- unghiul de înclinare al tăişului, λ :

$$\text{ctg } \lambda_M = - \sqrt{\left(\frac{R_M}{R_0}\right)^2 - 1} + \left[\left(\frac{R_M}{R_0}\right)^2 - \left(\frac{R_M}{R}\right)^2 \right] \text{ctg }^2 \alpha;$$

- unghiul de degajare normal, γ_n :

$$\text{tg } \gamma_{n_M} = \frac{R_M}{R} \text{tg } \omega \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{R_0}{R_M}\right)^2}{1 - \left(\frac{R_0}{R}\right)^2}} \text{ctg }^2 \alpha - \frac{R_0}{\sqrt{R_M^2 - R_0^2}} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{1 - \left(\frac{R_0}{R_M}\right)^2}{1 - \left(\frac{R_0}{R}\right)^2}}}$$

- unghiul de așezare normal, α_n :

$$\operatorname{tg} \alpha_{nM} = \frac{C_0}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2 \sigma} \sqrt{\left(\frac{l+0_M/2}{\sin \alpha}\right)^2 \operatorname{tg}^2 \sigma (1-\operatorname{tg}^2 \sigma) - C_0^2}} ;$$

- unghiul de așezare, α_x :

$$\operatorname{tg} \alpha_{xM} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nM}}{\sin \alpha_M} ;$$

Algoritmul de rezolvare a modelului matematic este prezentat în schema logică din [3].

Programul întocmit în limbaj BASIC, a fost rulat pe calculatorul WANG-2200 B, conducând la rezultatele prezentate în [3].

BIBLIOGRAFIE

- [1] Secară, Gh. Proiectarea sculelor așchietoare. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
- [2] Secară, Gh. ș.a. Proiectarea sculelor așchietoare. Secțiunea a III-a. Burghie, Universitatea din Brașov, 1979.
- [3] Grigoriu, M. ș.a. Proiectarea sculelor așchietoare prin programare pe calculator. Partea a II-a, A V-a Conferință republicană "Proiectarea, tehnologia și exploatarea sculelor așchietoare", Brașov, 1979 (Buletinul Universității din Brașov, 1980).

GRIGORIU, M., SECARA, GH., COSMA, D.

PROIECTAREA SCULELOR ASCHIETOARE CU AJUTORUL
CALCULATORULUI ELECTRONIC. PARTEA I-a

Rezumat

În lucrarea de față este prezentat modelul matematic care stă la baza proiectării burghiilor elicoidale cu ajutorul calculatorului electronic.

De asemenea sînt prezentate considerentele care stau la baza întocmirii programului "bază" ce poate fi folosit și la proiectarea altor tipuri de scule așchietoare.

DESIGN OF THE CUTTING TOOLS BY COMPUTER

Summary

In this paper it is presented mathematical model used for designing of drilling tools by computer.

There are also presented the fundamental ideas which are necessary to realize the main program. This program can be used afterward for designing some other types of cutting tools.

THE HISTORY OF THE
CITY OF BOSTON

CHAPTER I

IN 1630 the first colony of Puritans arrived in New England. They were seeking a place where they could practice their religion freely and build a society based on their principles. The colony was founded on the eastern shore of Massachusetts Bay, and the first settlement was at Boston.

THE FOUNDING OF BOSTON

CHAPTER II

THE first settlement at Boston was founded by a group of Puritans who had been expelled from the Massachusetts Bay Colony. They arrived in 1630 and established a new colony. The colony was founded on the eastern shore of Massachusetts Bay, and the first settlement was at Boston.

TAROZI PENTRU FILETE TRAPEZOIDALE SPECIALE CU MAI
MULTE INCEPUTURI CU DIAMETRE MICI

Sef lucr.ing. Bejan Vasile - Universitatea din Bragov.

1. Considerații generale

Activitatea industrială reclamă uneori realizarea unor tarozi speciali pentru filete nestandardizate avînd diametre mici, cu unul sau mai multe începuturi. Nu sînt rare cazurile cînd utilajele din import conțin elemente funcționale cu asemenea filete. Dacă filetele standardizate pun la dispoziția proiectantului toate informațiile pentru calculul de proiectare a sculelor așchietoare, nu același lucru se poate afirma despre filetele speciale. În asemenea cazuri proiectantul este confruntat cu cîteva dificultăți la stabilirea dimensiunilor și a abaterilor dimensionale. Lucrarea își propune să prezinte cîteva elemente de calcul și construcția tarozilor pentru filetele trapezoidale cu mai multe începuturi.

2. Considerații teoretice

Pentru filetele standardizate executate în clasele 4 H și 6 H dispunerea diametrelor și a abaterilor dimensionale ale tarodului de finisare, față de cele ale găurii filetate este cea cunoscută și redată în fig.1.

De asemeni pentru tarodul de finisare (din setul de tarozi ce se va propune) al filetelor speciale menționate, executate în același clase de precizie, rămîne valabilă schema din fig.1, cu observația ca adaosul de prelucrare va fi stabilit după o nouă schemă ce se va propune în lucrare (fig.3). Relațiile de calcul ale elementelor dimensionale ale tarodului de finisare din [1] rămîn valabile, în urma particularizărilor ce se propun în lucrare. Pentru tarozii de degroșare aceste relații nu mai rămîn valabile, elementele lor determinîndu-se după schema propusă în fig.3.

Cînd documentația nu oferă suficiente elemente iar unghiul

filetului este diferit de cel cuprins în standarde, se pot determina elementele filetului implicit ale tarodului luând în considerare: un filet trapezoidal standardizat apropiat, iar în lipsa acestuia se pot determina plecând de la un filet metric la care diametrul mediu este aproape de diametrul mediu al filetului în cauză, acesta deoarece filetul metric oferă mai multe elemente.

Pentru a găsi legătura elementelor filetului model și cel analizat se poate vedea în fig.2 că între toleranțele T_{D_2} la diametrul mediu există relația de mai jos:

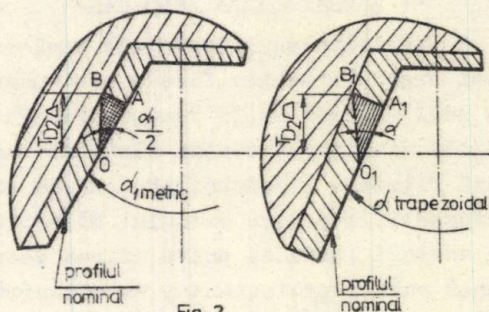
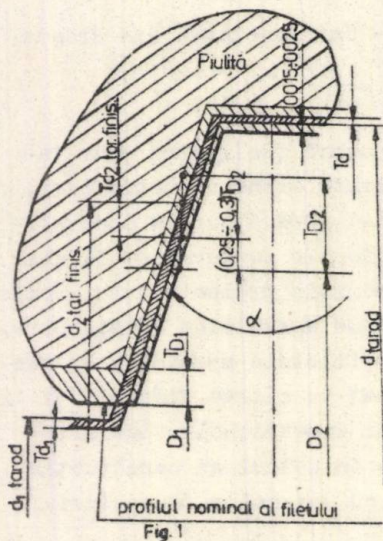


Fig. 2

$$AB = T_{D_{2\Delta}} \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad [\mu m], \quad (1)$$

unde: AB este câmpul de toleranță normal pe spirală a filetului metric;

$T_{D_{2\Delta}}$ - toleranța la diametrul mediu al filetului metric;

α_1 - unghiul filetului metric (a filetului model).

Din triunghiul $O'A'B'$ se poate de asemenea scrie

$$A_1 B_1 = T_{D_{2\Delta}} \sin \frac{\alpha}{2} [\mu m], \quad (2)$$

unde: $A_1 B_1$ este cîmpul de toleranță normal pe spiră a filetului trapezoidal;

$T_{D_{2\Delta}}$ - toleranța la diametrul mediu al filetului trapezoidal;

α - unghiul filetului trapezoidal.

Putem considera că $AB = A_1 B_1$ la cele 2 filete, oferind astfel jocuri similare ale ansamblului șurub-piuliță, de unde rezultă relația de calcul pentru toleranța filetului trapezoidal:

$$T_{D_{2\Delta}} = T_{D_{2\Delta}} \frac{\sin \frac{\alpha_1}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} [\mu m]. \quad (3)$$

Intrucît unghiul filetului metric este 60° relația devine

$$T_{D_{2\Delta}} = \frac{T_{D_{2\Delta}}}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} [\mu m]. \quad (4)$$

Dacă se pleacă de la elementele dimensionale marcate în fig.1 și relațiile ce se pot stabili între elementele filetului model și trapezoidal rezultă relația de calcul pentru diametrul mediu al tarodului. Se observă în fig.1 (de asemenea în schema ce se propune din fig.3) că celelalte diametre pot fi stabilite constructiv.

Se știe că pentru filetul metric există relația:

$$d_{2N \max} = (D_2 + eid_{2N} + Td_{2N}) - Td_{2N} [\mu m], \quad (5)$$

unde: $d_{2N \max}$ este diametrul mediu maxim al tarodului;

D_2 - diametrul mediu nominal al găurii filetate;

eid_{2N} - abaterea inferioară a diametrului mediu

Td_{2N} - toleranța diametrului mediu al tarodului.

Relație care poate fi preluată și pentru filetul trapezoidal în care sînt introduse relațiile de legătură dintre cele 2 filete:

$$d_{2N \max \Delta} = (D_{2\Delta} + eid_{2N\Delta} + Td_{2N\Delta}) - Td_{2N\Delta} [\mu m], \quad (6)$$

$$\text{în care: } eid_{2N\Delta} = eid_{2N\Delta} \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad [\mu m]; \quad (7)$$

$$Td_{2N\Delta} = Td_{2N\Delta} \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad [\mu m], \quad (8)$$

unde termenii sînt similari cu cei prezentați în relațiile (1), (2), (5). Dacă se introduc relațiile (7) și (8) în (6) rezultă relația de calcul a diametrului mediu la tarodul de finisare:

$$d_{2N \max \Delta} = \left[D_{2\Delta} + (eid_{2N\Delta} + Td_{2N\Delta}) \cdot \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \right] - Td_{2N\Delta} \quad [\mu m] \quad (9)$$

3. Repartiția adaosului de prelucrare și stabilirea numărului de tarozi

Pentru filetele trapezoidale cu înălțime „h” mare și cu mai multe începuturi, avînd diametre mici, așchierea se desfășoară în condiții mai dificile și pentru faptul că rezistența tarodului scade datorită înălțimii mari a filetului.

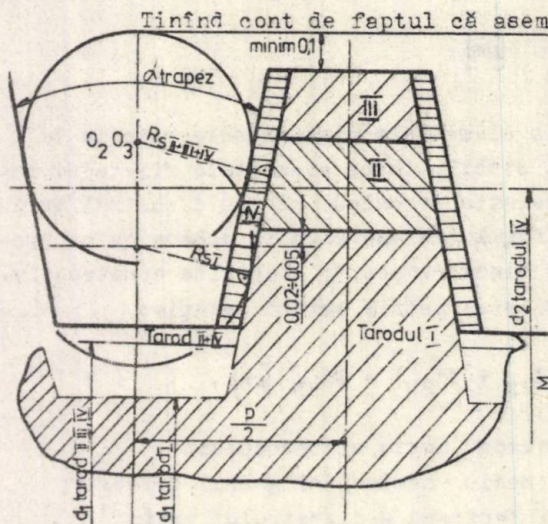


Fig. 3

Repartiția adaosului de prelucrare pe tarozi

onal să se creeze un tarod de finisare cu condiții de așchiere mai ușoare. În acest sens se propune o nouă repartiție a adaosului de prelucrare pe tarozi, schema de repartizare propusă în [2], [3] s-a considerat a nu mai fi rațională pentru asemenea filete.

Pentru controlul diametrului mediu cu ajutorul sirmelor

în serie mare, nu se execută în serie mare, nu este rațională executarea tampoanelor de control, acestuia luîndu-i locul chiar tarodul de finisare cum se poate vedea și în fig. 3, motiv pentru care s-au dat și cîteva valori orientative. De asemenea fiind folosite cu precădere filete de mișcare este necesar ca flancurile să aibă un profil corect și o rugozitate mică. De aceea s-a considerat rațional

la fiecare tarod s-au luat unele măsuri constructive și anume:

- la tarodul I diametrul interior „d” este mai mic decât normal pentru a putea introduce sîrma de control;

- punctul de tangență dintre sîrma de control și flancul filetului nu se mai produce pe diametrul mediu al filetului datorită diametrelor reduse la tarozii II și III.

Din motivele expuse relațiile de calcul pentru diametrul sîrmei și a cotei peste sîrme nu mai sînt valabile ele determinîndu-se geometric din fig.3 cu elementele de care se dispune respectînd poziția centrelor sîrmelor de control ca în figură. Experimentările au arătat că:

- Repartiția adaosului de prelucrare pentru tarozii ce aşchiază în oțeluri moi sau aliaje de aluminiu se poate face respectînd condiția volumelor egale de material îndepărtat.

- În cazul filetării în oțeluri cu $\sigma_r > 70 \text{ daN/mm}^2$ se va respecta următoarea repartiție:

Tarodul I - de degroșare = (38 - 42) % ;

Tarodul II - de degroșare = (28 - 32) % ;

Tarodul III - de semifinisare = (23 - 27) % ;

Tarodul IV - de finisare = (4 - 7) % .

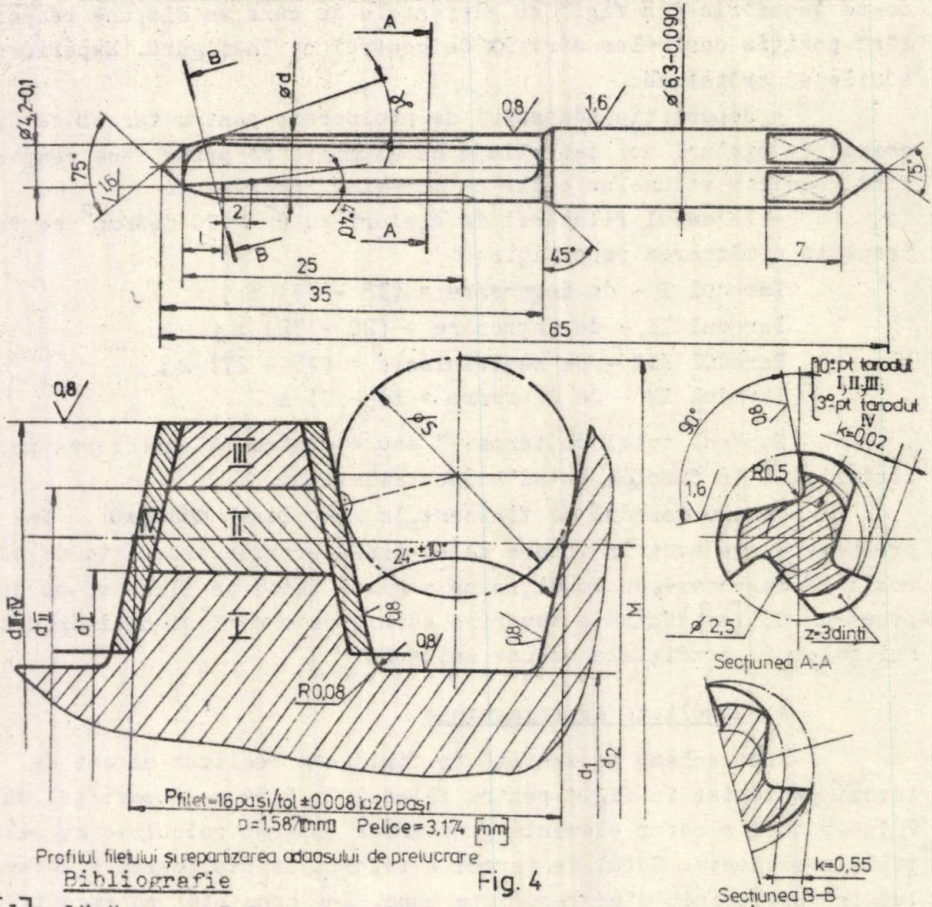
Numărul total de tarozi 3 sau 4 rămîne la aprecierea proiectantului în funcție de adîncimea filetului.

Pentru tarodul de finisare, la stabilirea adaosului de prelucrare, s-a avut în vedere că el preia erorile provocate de tarozii de degroșare, cu condiția ca adaosul total pe flanc să nu depășească $0,1 \text{ [mm]}$ pentru a favoriza aşchierea ușoară și obținerea unui filet în condițiile expuse mai sus.

4. Rezultate experimentale

După schema prezentată în fig.3 s-a realizat un set de tarozi prezentat în fig.4 pentru filetul Tr 6,35 x 16 pași/țol cu 2 începuturi a căror elemente geometrice au fost calculate cu relațiile prezentate. Setul de tarozi a folosit la realizarea filetului în duraluminu dînd rezultate bune. S-a constatat că execuția tarozilor de degroșare nu reclamă o precizie deosebită întrucît abaterile unghiulare sînt eliminate de tarodul de finisare.

Nr Tarodului	d_2	d	d_1	M	ϕS	γ	l	Nr rizuri
I	—	5,435-0,030	4,360-0,05	6,319-0,030	0,895	3°	12	1
II	—	6,075-0,030	4,560-0,05	7,090-0,030	1,010	5°40'	8	2
III	—	6,595-0,030	4,560-0,05	7,090-0,030	1,010	16°40'	4	3
IV	5,624-0,030	6,595-0,025	4,560-0,05	6,922-0,030	0,866	16°40'	4	—



V.BEJAN

TAROZI PENTRU FILETE TRAPEZOIDALE SPECIALE CU
MAI MULTE INCEPUTURI CU DIAMETRE MICI

Rezumat

Lucrarea își propune să prezinte câteva elemente de calcul și construcția tarozilor pentru filete, trapezoidale speciale, pentru care literatura existentă nu oferă suficiente date privind dimensionarea lor. Cu relațiile stabilite se pot determina dimensiunile și abaterile dimensionale ale filetului special plecând de la un filet metric pentru care literatura oferă suficiente date.

Aceste relații suplinesc lipsa unor normative în acest sens și face posibilă stabilirea mai unitară a elementelor dimensionale pentru filetele speciale.

GEWINDEBOHRER FÜR SPEZIELLE TRAPEZOIDALE GEWINDE
MIT MEHREREN ANFÄNGEN MIT KLEINEM DURCHMESSER

Zusammenfassung

Die Arbeit setzt sich zum Ziel einige Elemente zur Berechnung und Konstruktion der Gewindebohrer für spezielle trapezoidale Gewinde darzustellen, für welche das verbandene Fachschrifttum keine ausreichenden Daten bezüglich ihrer Dimensionierung liefert. Mit den festgelegten Verhältnissen können die Dimensionen sowie die dimensional Abweichungen des speziellen Gewindes bestimmt werden, indem von einem metrischen Gewinde ausgegangen wird, wofür das Fachschrifttum ausreichend Auskunft gibt. Diese Verhältnisse ersetzen das Fehlen von Normen in diesem Sinne und ermöglichen eine einheitlichere Bestimmung der dimensional Elemente für spezielle Gewinde.

DETERMINAREA PARAMETRILOR TEHNOLOGICI LA PRELUCRAREA

ELECTROCHIMICA A OTELULUI MoSC3O

Dr.ing. M. Ivan, conferențiar la Universitatea din Brașov;

Ing. I. Cristian, asistent la Universitatea din Brașov.

Determinarea parametrilor tehnologici la prelucrarea electrochimică presupune stabilirea în prealabil a datelor electrochimice de bază ale materialului de prelucrat : volumul specific efectiv de material dizolvat, tensiunea de polarizare și căderea tensiunii datorită pasivizării.

Cercetările experimentale au fost executate cu ajutorul unui dispozitiv a cărei schemă este prezentată în lucrarea [1] . În vederea determinării vitezei de prelucrare, a stabilirii interstițiului S_{90} și a studierii rugozității suprafeței prelucrate s-au efectuat cercetări utilizând ca electrolit NaCl 12 % și NaNO_3 20 %.

1. Determinarea parametrilor tehnologici la prelucrarea
otelului MoSC3O folosind soluție de NaCl 12 %

1.1. Determinarea dependenței dintre viteza de prelucrare și
densitatea de curent

Compoziția chimică a materialului de prelucrat, care determină echivalentul electrochimic al dizolvării, reprezintă factorul principal de care depinde viteza de avans.

Pe dispozitivul de cercetare, folosind epruvete cilindrice cu diametrul de 20 mm, s-au efectuat prelucrări cu diferite viteze de avans, în intervalul 0,2 - 2 mm/min.

S-au utilizat următorii parametrii de lucru :

- tensiunea $U = 17,5 \text{ V}$;
- temperatura electrolitului la intrarea în zona de lucru

$$T_1 = 35^{\circ}\text{C} ;$$

- presiunea electrolitului la intrarea în zona de lucru

$$P_1 = 12 \text{ daN/cm}^2 ;$$

- presiunea electrolitului la ieșirea din zona de lucru

$$p_0 = 3 \text{ daN/cm}^2.$$

Pentru fiecare viteză de avans s-a măsurat curentul anodic și, ținând cont de suprafața frontală a epruvetei, s-a calculat densitatea de curent, rezultatele experimentale fiind prezentate în figura 1.

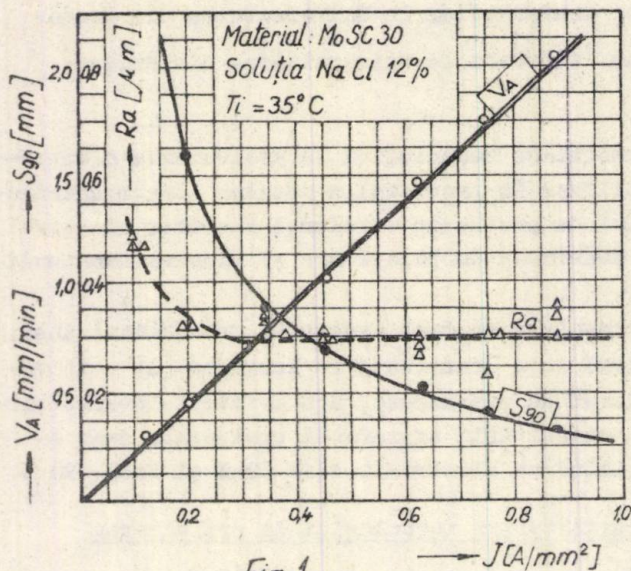


Fig. 1

Se constată că dependența dintre densitatea de curent J și viteza de prelucrare V_A se prezintă sub forma unei linii drepte ce trece prin origine, a cărei ecuație este :

$$V_A = V_{ef} J, \quad (1)$$

unde V_{ef} reprezintă volumul specific de material dizolvat.

Pe baza diagramei rezultă, pen-

tru oțelul MoSC30 prelucrat cu o soluție de NaCl 12 %, volumul specific $V_{ef} = 2,37 \text{ mm}^3/\text{A} \cdot \text{min}$.

Pornind de la suprafața efectivă ce trebuie prelucrată și de la capacitatea generatorului de curent continuu al instalației electrochimice se determină densitatea de curent J și apoi cu ajutorul lui V_{ef} se stabilește viteza de avans.

În funcție de posibilitățile de filtrare oferite de instalația de prelucrare electrochimică se limitează mărimea interstițiului la o valoare optimă de 0,3 mm, care asigură o viteză de prelucrare ridicată și un pericol de scurtcircuitare mic.

1.2. Determinarea dependenței dintre interstițiul frontal

S_{90} și densitatea de curent

Cunoașterea mărimii interstițiului frontal S_{90} folosește pentru proiectarea electrozilor sculă. Pentru stabilirea lui este necesară determinarea căderii de tensiune în soluția de electrolit U_L . Această tensiune se obține, cunoscându-se tensiunea de polari-

zare U_{pol} și căderea de tensiune datorată pasivității U_p . Pentru prelucrarea electrochimică cu soluții de NaCl, $U_p = 0$.

Tensiunea de polarizare U_{pol} se determină experimental prin măsurarea interstițiului frontal S_{90} la diferite valori ale tensiunii de lucru U . Rezultatele obținute în urma încercărilor făcute, cu două viteze de avans (0,45 mm/min și 0,8 mm/min) și șapte tensiuni diferite, se prezintă în figura 2.

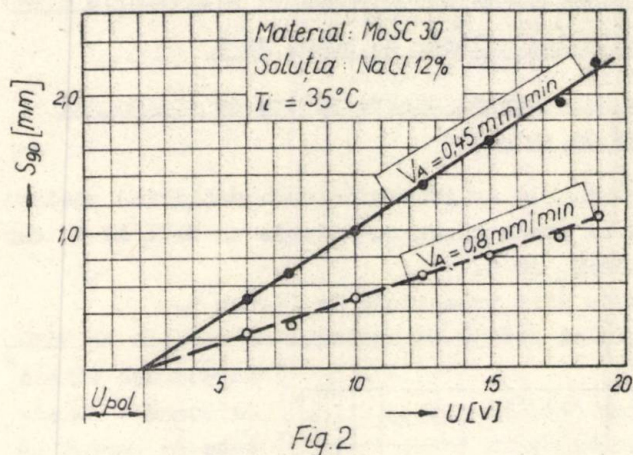


Fig. 2

Tensiunea de polarizare se determină ca intersecție a dreptelor interstițiului frontal - tensiune de lucru cu axa absciselor.

La prelucrarea oțelului MoSC 30 cu soluții de NaCl și electrozi de alamă rezultă $U_{pol} = 2,2 \text{ V}$.

Pentru soluții de NaCl interstițiul frontal se calculează cu relația [2] :

$$S_{90} = (U - U_{pol}) \frac{\alpha}{J} \quad (2)$$

Dependența dintre interstițiul frontal S_{90} și densitatea de curent J pentru prelucrarea oțelului MoSC cu soluții de electrolit de NaCl 12 % și $T_1 = 35^\circ C$, se prezintă în figura 1. Se constată o foarte mare apropiere între valorile măsurate și curba teoretică.

Cunoscând mărimea lui S_{90} , corespunzătoare densității de curent calculate, se poate trece la proiectarea electrozilor-sculă.

1.3. Cercetări privind rugozitatea suprafeței prelucrate

Rezultatele măsurării rugozității pe suprafața frontală a epruvetei sînt prezentate tot în figura 1. Pentru fiecare viteză de lucru (densitatea de curent) au fost făcute trei măsurători de rugozitate : în direcția curgerii electrolitului, la un unghi de 45° și pe o direcție perpendiculară pe direcția de curgere.

Se constată că există diferențe între rugozitățile măsurate după cele trei direcții și că nu se respectă aceeași lege de variație a rugozității pe aceeași direcție.

Pînă la viteza de avans $V_A \approx 0,5$ mm/min rugozitatea scade cu creșterea vitezei după care rămîne constantă indiferent de viteza de lucru.

2. Determinarea parametrilor tehnologici la prelucrarea oțelului MoSC30 folosind soluție de NaNO_3 20 %

2.1. Determinarea dependenței dintre viteza de prelucrare și densitatea de curent

Cercetările experimentale au fost efectuate utilizînd aceeași parametri de lucru ca la prelucrarea cu soluție de NaCl 12 % dar folosind o soluție de NaNO_3 20 %.

Rezultatele obținute sînt prezentate în figura 3.

La prelucrarea oțelului MoSC30 cu ajutorul soluțiilor de NaNO_3

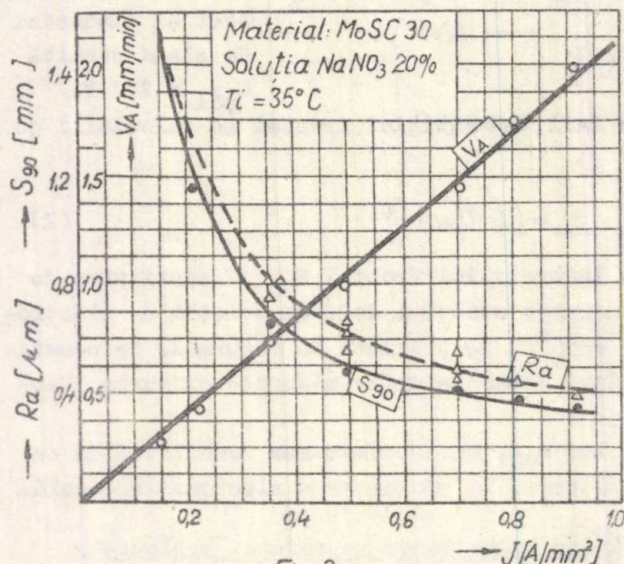


Fig. 3

dependența vitezei de avans - densitate de curent se prezintă tot sub forma unei drepte care trece prin origine, și a cărei ecuație este sub forma 1.

Pe baza diagramei rezultă pentru oțelul MoSC30 prelucrat cu o soluție de NaNO_3 20 %, volumul specific $V_{ef} = 2,14$ mm³/min.

Comparînd

volumele specifice dizolvate la prelucrarea oțelului MoSC30, cu soluții de NaCl și NaNO_3 se constată că NaCl conduce la o productivitate foarte puțin mai mare.

2.2. Determinarea dependenței dintre interstițiul frontal

S_{90} și densitatea de curent

La prelucrarea cu soluții pasivizante, de tipul NaNO_3 , apar căderi de tensiune atât pe electrozi U_{pol} cât și în stratul pasivizant U_p , iar interstițiul frontal se calculează cu relația [2]:

$$S_{90} = [U - (U_{\text{pol}} + U_p)] \frac{\gamma}{J} \quad (3)$$

Căderea de tensiune ($U_{\text{pol}} + U_p$) se determină experimental prin măsurarea interstițiului frontal S_{90} la diferite tensiuni de lucru, aplicate electrozilor sculă-piesă. Rezultatele experimentale sînt prezentate în figura 4.

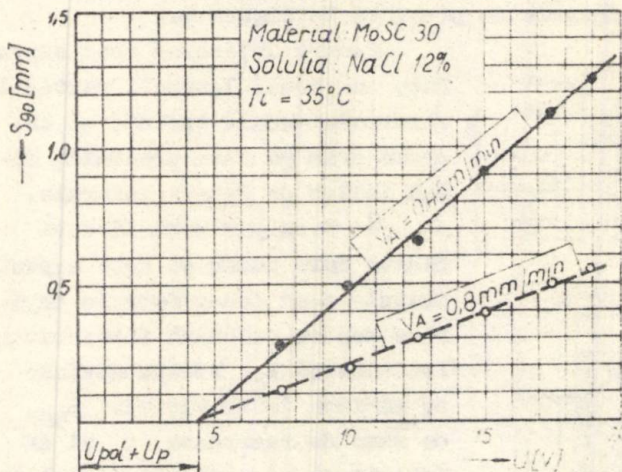


Fig 4

Tensiunea ($U_{\text{pol}} + U_p$), rezultată ca intersecție a dreptelor interstițiu frontal - tensiune de lucru cu axa absciselor, are valoarea de 4,3 V.

Dar cercetările anterioare făcute cu soluții de NaCl au stabilit că $U_{\text{pol}} = 2,2$ V, rezultînd pentru

U_p valoarea de 2,1 V.

Dependența dintre interstițiul frontal S_{90} și densitatea de curent J , pentru prelucrarea oțelului MoSC30 cu soluții de electrolit de NaNO_3 20 % și $T_1 = 35^\circ\text{C}$ se prezintă în figura 3. Si în acest caz se constată o foarte mare apropiere între valorile măsurate și curba teoretică.

2.3. Cercetări privind rugozitatea suprafeței prelucrate

Rezultatele măsurării rugozității la prelucrarea oțelului MoSC30 cu soluție de NaNO_3 20 % sînt prezentate în figura 3. Menținîndu-se observațiile făcute la prelucrarea cu soluții de NaCl se precizează deosebirea legată de variația rugozității funcție

de variația vitezei de avans care în acest caz prezintă o alură hiperbolică. Deasemenea trebuie remarcat faptul că în general rugozitatea obținută la prelucrarea cu soluții de NaNO_3 este mai mare, excepție făcând numai domeniul $V_A > 1,6 \text{ mm/min}$ unde se obține o rugozitate puțin mai mică ca în cazul soluțiilor de NaCl .

3. Determinarea corecției electrodului-sculă la prelucrarea suprafețelor cilindrice și poligonale

Corecția electrozilor-sculă utilizați la prelucrarea electrochimică impune determinarea interstițiului lateral S_0 , care la rândul lui presupune cunoașterea interstițiului frontal S_{90} .

Schema electrozilor-sculă utilizați la prelucrarea suprafețelor cilindrice și poligonale se prezintă în figura 5.

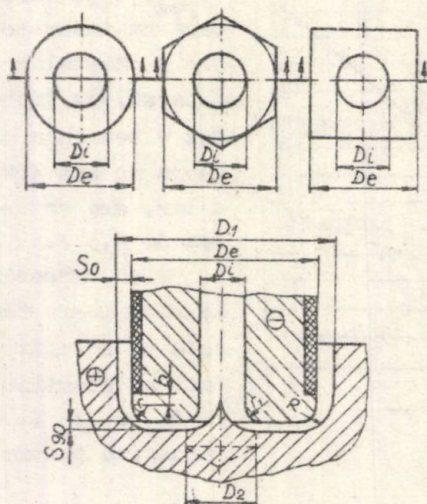


Fig 5

Pentru obținerea unor suprafețe cu pereți laterali verticali electrodul-sculă trebuie să lucreze doar pe fața frontală, fiind izolat pe fețele laterale.

Pe baza prelucrării unui foarte mare număr de date experimentale s-au dedus formule empirice pentru calculul interstițiului lateral S_0 . Acesta depinde de mărimea interstițiului S_{90} , de raza de racordare r și de înălțimea h a porțiunii laterale neizolate a electrodului-sculă.

Pentru cazul în care $h=0$ și $r = 1 \dots 5 \text{ mm}$ mărimea interstițiului lateral se determină cu

formula [2]:

$$S_0 = (0,1 + S_{90}) (0,314r + 1,17) + 0,65 S_{90} \quad (4)$$

În cazul cînd $h \geq 1 \text{ mm}$ și $r = 1 \dots 5 \text{ mm}$ mărimea interstițiului lateral se obține cu formula:

$$S_0 = \sqrt{2 S_{90} h + [2 S_{90} + 0,1 \sqrt{6,28(r-1)}]^2} + 0,65 S_{90} \quad (5)$$

Parametrii h și r se aleg funcție de raza R a suprafeței prelucrate ținînd cont de faptul că: $R \approx r + S_0$.

Avînd cunoscută valoarea interstițiului lateral S_0 , diametrul exterior D_e al electrodului-sculă se calculează funcție de diametrul D_1 al locașului executat

$$D_e = D_1 - 2S_0. \quad (6)$$

Canalul interior pentru alimentare cu electrolit prezintă o rază de racordare r_1 care asigură schimbarea lină a direcției de curgere a electrolitului. Se recomandă $r = 1,5 \dots 2 \text{ mm}$.

Diametrul D_1 al canalului pentru alimentare cu electrolit se alege funcție de mărimea alezajului D_2 și raza r_1 :

$$D_1 = D_2 - 2r_1. \quad (7)$$

Electrozii sculă utilizați la prelucrarea suprafețelor complexe necesită corecții mult mai complicate, deoarece în expresia interstițiului lateral S_α intervine unghiul α dintre direcția de avans și tangenta la suprafața respectivă.

4. Concluzii

Prin determinarea datelor electrochimice de bază ale materialului de prelucrat (volumul specific de material dizolvat, tensiunea de polarizare și căderea de tensiune datorată pasivizării) precum și caracteristicile generatorului instalației de prelucrare se poate stabili regimul de lucru pentru orice configurație (simplă sau complexă) de piesă executată în materialul MoSC_3O , folosind soluții de NaCl sau NaNO_3 .

În funcție de regimul de lucru determinat se stabilește mărimea interstițiului frontal S_{90} , iar apoi se calculează mărimea interstițiului lateral S_0 , cu ajutorul căruia se corectează electrozii sculă utilizați în prelucrare. Se înlătură astfel multiplele încercări experimentale, necesare corectării electrodului sculă, pentru asigurarea unei precizii ridicate a prelucrării, și deci va rezulta reducerea prețului de cost a acestuia.

Bibliografie

- [1] IVAN M., RUSAN GL., GHELASE V. Determinarea parametrilor tehnologici la prelucrarea electrochimică a oțelului de matrițe MoCN15 . În : Construcția de mașini, nr. 10, 1978, p.522-527.
- [2] IVAN M., RUSAN GL., OBACIU GH. Rezultate obținute la dimensionarea electrozilor sculă utilizați la prelucrarea electrochimică a gravurilor de forjat. În : Conferința „Dezvoltarea industrială a tehnologiilor neconvenționale” - București 1977, p. 20 - 24.

IVAN, M., CRISTIAN, I.

DETERMINAREA PARAMETRILOR TEHNOLOGICI LA PRELUCRAREA

ELECTROCHIMICA A OTELULUI MoSC30

Rezumat

Lucrarea prezentată a avut drept scop studiul experimental al prelucrării electrochimice a oțelului MoSC30.

Ca electrolit s-au folosit soluții de NaCl 12 % și de NaNO_3 20 %. Datele experimentale obținute permit stabilirea corectă a regimului de lucru utilizat la prelucrarea electrochimică a oțelului MoSC30.

Ermittlung der technologischen Parametern beim elektrochemischen Senken des MoSC30 Stahles

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit den experimentellen Untersuchungen beim elektrochemischen Senken des MoSC30 Stahles.

Als Elektrolyt wurde eine Lösung von 12 % NaCl und 20 % NaNO_3 verwendet. Die Versuchsergebnisse erlauben die richtige Auslegung des Arbeitsregime, die beim elektrochemischen Senken des MoSC30 Stahles verwendet wird.

CALCULUL UNUI VIBRATOR INERTIAL
CU MULTIPLICAREA VITEZEI DE ROTATIE PRIN
MISCARE HIPOCICLOIDALA

Ing. VIOREL ENE asist. Universitatea Brasov.

Analiza unui astfel de vibrator și întocmirea schemei lui cinematice se bazează pe aplicarea proprietăților mișcării hipocicloidale, generată prin mișcarea unui punct de pe un cerc de rază "r" care rulează fără alunecare în interiorul unui cerc de rază "R", centrele celor două cercuri fiind O' și O .

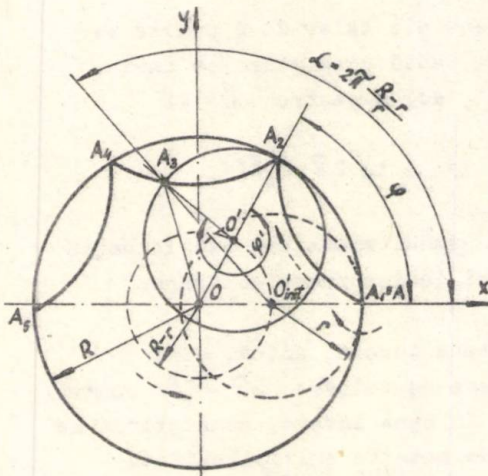


fig. 1

Punctul O reprezintă originea sistemului de axe $x-x$, $y-y$ iar axa OX trece prin punctul A care aparține cercului r . Rostogolindu-se fără alunecare cercul r în interiorul cercului R , centrul O' va descrie un cerc de rază $R-r$ în timp ce punctul A descrie o hipocicloidă în sens invers. După ce toate punctele cercului r au fost succesiv în contact cu cercul R , punctul A_1 ajunge în A_2 în timp ce O' a descris o parte din circumferință.

Se face notarea $\varphi = \widehat{A_2OA_1}$ și $\varphi' = \widehat{A_3O'A_2}$, ambele măsurate în sens trigonometric. Corespunzător acestor unghiuri sînt arcele $\widehat{A_1A_2} = \widehat{A_3A_2}$ adică $R\varphi = r\varphi'$ de unde $\varphi' = \frac{R}{r}\varphi$ sau $\varphi' = \frac{R-r}{r}\varphi$

Valoarea arcului $\widehat{A_1 A_2} = 2\tilde{\pi}r$ iar drumul pe care trebuie să-l mai parcurgă punctul A_1 în sens trigonometric, pînă să ajungă în poziția inițială A corespunde arcului $\widehat{A_2 A_1} = 2\tilde{\pi}R - 2\tilde{\pi}r = 2\tilde{\pi}(R-r)$. Se observă că punctul A_1 ajunge în A_2 , din A_2 în A_1 poziție pentru care centrul O' a descris un cerc într-un sens, în timp ce raza $\overline{O'_{inf} A_1}$ a ajuns numai în $O' A_1$, rotindu-se invers cu unghiul $\angle$. La determinarea acestui unghi $\angle$ care corespunde unei rotații complete a centrului O' și care este determinat de dreapta $A_1 O'_{inf}$ și axa OX , se ține cont că punctul A_1 se află pe hipocicloidă și deci coordonatele lui corespund cu ecuațiile parametrice ale hipocicloidei, adică

$$A_1 \begin{cases} x_2 = (R-r) \cos \varphi + r \cos \frac{R-r}{r} \varphi, \\ y_2 = (R-r) \sin \varphi - r \sin \frac{R-r}{r} \varphi, \end{cases} \text{ iar } O'_{inf} \begin{cases} x_1 = R-r, \\ y_1 = 0. \end{cases}$$

Cunoscînd coordonatele carteziene ale celor două puncte se poate determina coeficientul de pantă corespunzător unei rotații complete a centrului O' , adică pentru $\varphi = 2\tilde{\pi}$ și anume:

$$m = \operatorname{tg} \angle = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = - \operatorname{tg} 2\tilde{\pi} \frac{R-r}{r}.$$

Rezultă că $\angle = - 2\tilde{\pi} \frac{R-r}{r}$, unde semnul minus are semnificația că cele două unghiuri au sensuri de descriere contrare.

Privind problema în sens invers, adică, dînd cercului r o rotație într-un sens de valoare $2\tilde{\pi} \frac{R-r}{r}$ centrul său O' descrie un cerc complet în sens invers, constatîndu-se o creștere a vitezei absolute de rotație multiplicată cu raportul de transmisie i , unde $i = \frac{360^\circ}{\angle} = \frac{2\tilde{\pi}}{2\tilde{\pi} \frac{R-r}{r}} = \frac{r}{R-r}$.

Pentru verificarea celor afirmate mai sus cu privire la multiplicarea vitezei de rotație, se va adopta un angrenaj format dintr-o roată dințată cu dantură exterioară, a cărei rază de divizare este r și care are posibilitatea să se rostogolească tangent și fără alunecare pe cercul de divizare $2R$ al celeilalte roți cu dantura interioară, fig.2.

Angrenajul va fi analizat pe baza relațiilor lui Willis care pentru cazul prezentat în fig.2 se pot scrie:

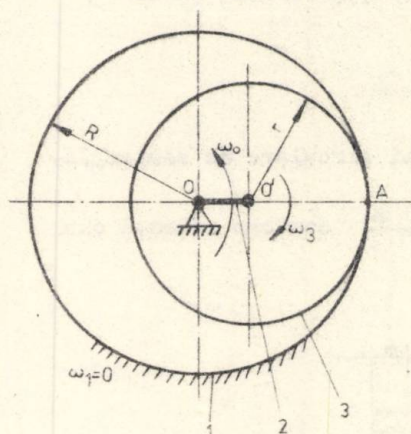


FIG.2

$$\omega_1 - \omega_0 = i_{13} (\omega_3 - \omega_0), \text{ adică}$$

$$\frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_3 - \omega_0} = \frac{r}{R} = \frac{z_3}{z_1}, \text{ cum însă}$$

$$\omega_1 = 0, \text{ rezultă } \omega_3 = \frac{r-R}{r} \omega_0.$$

Decarece, constructiv $R > r$, relația lui ω_3 poate fi scrisă și sub forma:

$\omega_3 = -\frac{R-r}{r} \omega_0$, semnul minus exprimând faptul că cele două viteze de rotație ω_0 și ω_3 au sensuri opuse. Din relația găsită se poate determina

cont că în general $\omega = f(n) = \frac{\tilde{N} n}{30}$, iar dacă se ține

$n_3 = -\frac{R-r}{r} n_0$ și $n_0 = -\frac{r}{R-r} n_3$, unde n_3 este numărul de rotații ale cercului r în jurul centrului său O' .

Notînd cu $i = \frac{R-r}{r}$ raportul de transmisie, rezultă:

$$n_3 = -i n_0 \text{ și } n_0 = -\frac{n_3}{i}.$$

În urma analizării acestor relații se trage concluzia că:

pentru $i = 1$ adică $R = 2r$ rezultă că $n_0 = n_3$,
 pentru $i < 1$ adică $R < 2r$ rezultă că $n_0 > n_3$,
 pentru $i > 1$ adică $R > 2r$ rezultă că $n_0 < n_3$,

adică mărirea vitezei de rotație are loc numai dacă $R < 2r$.

Se determină în continuare expresia forței perturbatoare a vibratorului care este tocmai forța centrifugă dată de relație:

$$P_o = m_o \delta \omega_o^2 = 4 \pi^2 m_o \delta f_{excit}^2, \text{ unde } \delta = R-r, f_{excit} = \frac{n_o}{60},$$

$$\text{iar } |\omega_o| = \frac{r}{R-r} \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} \frac{r}{R-r}, \text{ iar după înlocuiri se}$$

$$\text{obține: } P_o = \frac{\pi^2}{900} m_o \frac{r^2}{R-r} n_3^2.$$

Vibratorul acesta produce oscilații circulare de semiamplitudine a .

$$\text{Semiamplitudinea } a = \frac{m_o \delta}{M} = \frac{(R-r) m_o}{M} \text{ conform schemei din}$$

fig.3.

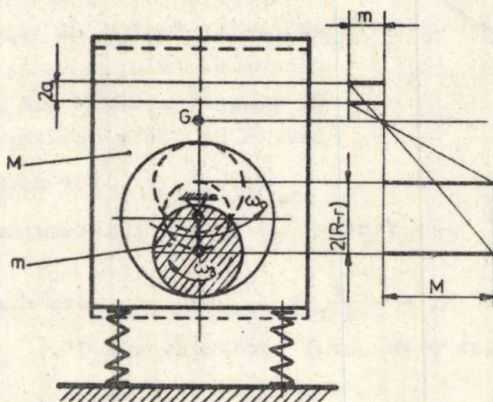


fig.3

În fig.4 este prezentată schema vibratorului care produce oscilații dirijate, caracterizat de relațiile:

$$P_o = 2 \frac{m_o}{2} \delta \omega_o^2 = \frac{\pi^2}{900} m_o \frac{r^2}{R-r} n_3^2,$$

$$a = \frac{\delta 2 \frac{m_o}{2}}{M} = \frac{(R-r) m_o}{M} \text{ și}$$

$$f_{excit} = \frac{n_o}{60} = \frac{n_3 r}{60 \cdot (R-r)}.$$

Exemplu de calcul. Se consideră un vibrator cu mișcare hipocicloidală la care se cunosc: $m_o = 0,030$ kg, $M = 8$ kg, $n_3 = 1000$ rot/min, $R = 0,045$ m și $r = 0,040$ m.

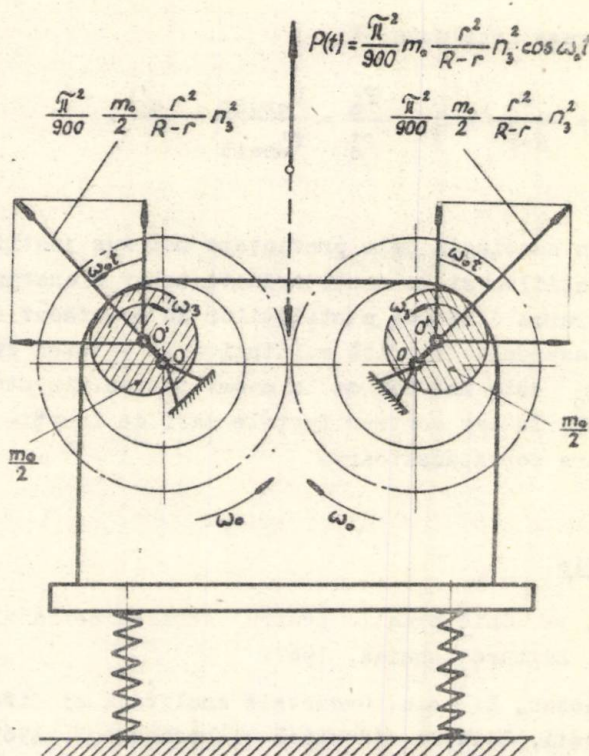


fig.4

Cu expresiile prezentate mai sus se determină:

$$P_0 = 105,2 \text{ N} = 10,5 \text{ da N}; f_{\text{excit}} = 133,3 \text{ Hz și}$$

$$a = 1,87 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,018 \text{ mm.}$$

Se pot compara aceste rezultate cu cele care s-ar obține în cazul obișnuit fără multiplicare de viteză de rotație și anume:

$$P'_0 = m_0 r \omega_3^2 = m_0 r \frac{k^2 \cdot n_3^2}{900};$$

$$P'_0 = 13,15 \text{ N} = 1,3 \text{ da N};$$

$$f'_{\text{excit}} = \frac{n_3}{60} = 16,6 \text{ Hz și } a' = \frac{m_0 r}{M} = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m.}$$

Se poate trage concluzia că:

$$1 = \frac{r}{R-r} = 8 = \frac{P_0}{P'_0} = \frac{f_{\text{excit}}}{f'_{\text{excit}}} = \frac{a'}{a}.$$

În concluzie cele prezentate mai sus justifică apariția vibrațiilor și în cazul reductoarelor planetare la care echilibrarea dinamică a sateliților nu s-a făcut corespunzător, de asemenea datorită multiplicării vitezei de rotație a masei m_0 este indicat ca la acest tip de vibrator masa m_0 să fie mică, în caz contrar forțele mari de inerție atrag o dimensionare corespunzătoare.

Bibliografie

- [1] Rebut, P. Ghid practic pentru vibrarea betoanelor, București, Editura tehnică, 1967.
- [2] Murgulescu, E. ș.a. Geometrie analitică și diferențială, București, Editura didactică și pedagogică, 1965.
- [3] Atanasiu, Gh. Curs de geometrie analitică și diferențială, Universitatea din Brașov, 1979.
- [4] Sima, P. Culegere de probleme de mecanică analitică, Universitatea din Brașov, 1972.
- [5] Buzdugan, Gh. ș.a. Vibrațiile sistemelor mecanice, București, Editura Academiei R.S.R., 1975.
- [6] Rădoi, M., Deciu, E. Mecanica Vol.I, București, Editura didactică și pedagogică, 1977.

V. ENE

CALCULUL UNUI VIBRATOR INERTIAL CU MULTIPLICAREA
VITEZEI DE ROTATIE PRIN MISCARE HIPOCICLOIDALA

Rezumat

În lucrare este prezentat principiul de funcționare al unui vibrator inertial cu multiplicarea vitezei de rotație prin mișcare hipocicloidală, determinarea analitică a raportului de multiplicare și verificarea lui cu relațiile lui Willis pe baza adoptării unei scheme cinematice corespunzătoare.

Sînt prezentate schemele unui vibrator cu oscilații circulare și a unui vibrator cu oscilații dirijate împreună cu relațiile de calcul corespunzătoare iar în final se dă un exemplu de calcul.

BEREHNUNG EINES TRÄGHEITSVIBRATORS DREHGESCHWINDIG-
KEITSERHÖHUNG DURCH HYPOZYKLOIDALE BEWEGUNG

Zusammenfassung

In der Arbeit wird das Funktionsprinzip eines Trägheitsvibrators mit Drehgeschwindigkeitserhöhung durch hypozykloidale Bewegung dargestellt, das Verstärkungsverhältnis analytisch bestimmt und mit den Gleichungen von Willis, aufgrund eines entsprechenden kinematischen Schemas, geprüft.

Es werden die Schemen eines Vibrators mit Kreisschwingungen und eines Vibrators mit gesteuerten Schwingungen, die entsprechenden Berechnungsgrundlagen und ein Berechnungsbeispiel angeführt.

INDESAREA SUPPLEMENTARA DINAMICA A FORMELOR
DE DIMENSIUNI MICI SI MEDII EXECUTATE PRIN SCUTURARE

Dr.ing. Constantinescu Alex.; ing. Ehrlich D.; ing. Geamăn V.
Universitatea din Braşov.

Formarea este cea mai importantă operaţie din procesul tehnologic de obţinere a pieselor prin turnare, deoarece, preţul de cost şi calitatea pieselor turnate depind în mare măsură de felul cum s-a executat forma. Practica a dovedit că în turnăterii cea 50% din cantitatea totală de rebut provine din cauza formării necorespunzătoare iar din volumul total de muncă necesar pentru obţinerea unei piese turnate în forme temperare la formarea normală cea 60% se consumă pentru executarea formelor. De aici rezultă importanţa pe care o prezintă alegerea corectă a procesului tehnologic de formare şi de executarea formei. Trebuie însă precizat că pentru formarea unei piese există totdeauna mai multe soluţii. Alegerea metodei de formare depinde de configuraţia piesei care se toarnă, de numărul pieselor precum şi de utilajul existent în turnăteria respectivă. Tehnologul trebuie să recurgă de fiecare dată la soluţia cea mai economică, însă fără a dăuna calităţii pieselor turnate.

Din practica indesării formelor pentru turnare, s-a constatat că un grad de indesare uniform pe înălţime, nu se poate obţine prin metodele simple clasice, respectiv prin scuturare, presare, vibrare, împuşcare, etc., ci prin combinarea convenabilă a acestor metode [1, 2].

Metodele simple de indesare pot fi utilizate pentru confecţionarea unor forme simple cu dimensiuni limitate.

Procedeul de indesare prin scuturare poate fi utilizat pentru obţinerea unor forme cu înălţime mare, completându-se indesarea în partea superioară a formei prin batere manuală, prin presare, prin indesare suplimentară dinamică, prin indesare cu membrană elastică, etc.

Procedeul de indesare suplimentară dinamică a formelor executate prin scuturare este simplu, realizându-se prin aşezarea liberă, pe suprafaţa formei a unor greutateţi ce sînt antrenate în prece-

sul de scuturare, odată cu forma. Se obține o presare suplimentară a fermei în partea superioară a ei [4].

Dispozitivul proiectat și executat este destinat în această variantă pentru încercări, urmărindu-se în special obținerea unui grad de indesare cât mai uniform al amestecului, atât la suprafață cât și pe înălțimea fermei - acest lucru realizându-se prin modificarea greutateților și varierea timpului de scuturare.

Dispozitivul poate fi adaptat mașinilor pneumatice de formare prin scuturare + presare, care pot forma în rame cu dimensiuni maxime de 500x425x150 mm [3].

Încercările au fost efectuate pe o mașină de formare MF-11 construită la Întreprinderea Independența Sibiu.

Mașina de formare MF-11 are un mecanism scuturător de tipul cu amortizarea totală a leviturii, cu tăierea admisiei și cu detență. Din aceste motive randamentul mașinii este maxim în comparație cu alte mașini pneumatice de format [4].

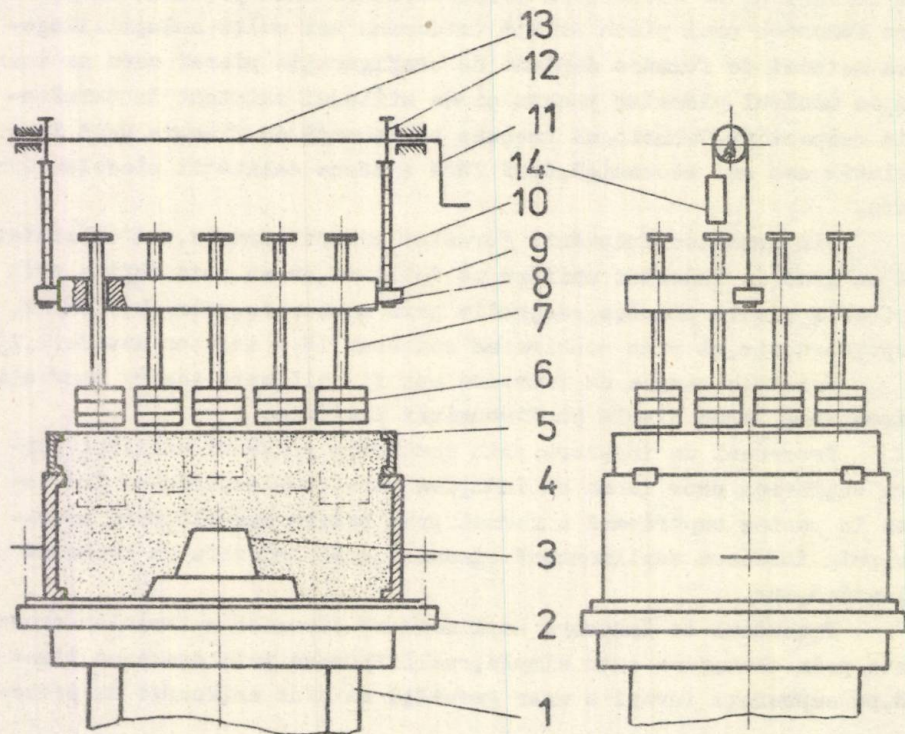


Fig. 1

Mașina este alcătuită din:

1-Mecanism de scuturare; 2-Masa mașinii; 3-Model; 4-Ramă;
5-Ramă de umplere; 6-Greutăți; 7-Tije; 8-Placă de ghidare;
9-Urechi de suspendare; 10-Lanț Gall; 11-Manivelă; 12-Roți
de lanț; 13-Ax; 14-Contragreutăți.

Construcția dispozitivului este simplă, fiind compusă dintr-un cadru din profile, o cutie metalică în care sînt ghidate tije greutăților și un sistem de reglare și manevrare a greutăților.

Principalele caracteristici ale dispozitivului de indesare suplimentară dinamică sînt:

- Masa unei greutăți: 1,2 kg;
- Numărul total de greutăți: 80 buc.;
- Numărul de tije: 20 buc.;
- Numărul de greutăți adaptabil la o tije: 4 buc.;
- Masa părților mobile: 150 kg.;
- Masa totală a dispozitivului: 210 kg.;
- Înălțimea de ridicare de la sol a greutăților $\begin{cases} \text{min. } 1000 \text{ mm,} \\ \text{max. } 1350 \text{ mm;} \end{cases}$
- Lumina ramei de formare: 500 x 425 mm.

Pentru determinarea gradului de indesare a formelor s-au utilizat:

- un aparat tip Ciunaev - pentru stabilirea variației gradului de indesare pe înălțimea formei în g/cm^3 ;
- un aparat Dietert pentru stabilirea variației gradului de indesare pe suprafața formei, în unități Dietert.

Determinările au fost efectuate în aceleași poziții din forme, utilizîndu-se un șablon cu găuri [1].

Formările experimentale s-au efectuat utilizîndu-se 1....4 greutăți pe tije și variîndu-se timpul de scuturare de la 5 la 60 secunde.

Amestecul utilizat a fost cernut la fiecare formare direct în ramă, pentru asigurarea unui grad de indesare inițial constant. S-a controlat și menținut constantă compoziția amestecului.

Pentru comparație din determinările efectuate s-au luat în considerare variațiile valorilor gradului de indesare stabilite pentru: scuturare; scuturare+indesare suplimentară dinamică cu 2 și 3 greutăți pe tije; scuturare+presare. Valorile gradelor de indesare pentru timpuri de lucru de 10, 20, 30, 40, și 60 secunde, sînt date în

Tab.1. Variația gradului de îndesare pe înălțimea formei [in g/cm^3] și pe suprafețele formei (în unități Dietert)

DIRECȚIA DE EFECTUARE A DETERMINĂRII		COTA DETERMINĂRII [mm]	SCUTURARE								SCUTURARE + ÎNDESARE SUPLEMENTARĂ DINAMICĂ CU 2 GREUTĂȚI						SCUTURARE + ÎNDESARE SUPLEMENTARĂ DINAMICĂ CU 3 GREUTĂȚI						SCUTURARE + PRESARE					
			DURATA OPERAȚIEI DE SCUTURARE [s]																									
			20	30	40	60	10	20	30	40	60	10	20	30	40	60	10	20	30	40	60							
PE ÎNĂLȚIME ÎN CENTRUL FORMEI	METODA CILNAEV [g/cm ³]	25	1,57	1,59	1,62	1,59	1,46	1,47	1,43	1,42	1,43	1,45	1,53	1,60	1,65	1,66	1,55	1,68	1,72	1,74	1,78							
		50	1,48	1,47	1,51	1,54	1,46	1,45	1,44	1,43	1,59	1,41	1,51	1,65	1,68	1,64	1,54	1,69	1,70	1,76	1,79							
		75	1,38	1,40	1,48	1,44	1,44	1,46	1,46	1,47	1,63	1,46	1,51	1,72	1,68	1,69	1,50	1,72	1,73	1,82	1,85							
		100	1,30	1,35	1,45	1,41	1,42	1,48	1,52	1,55	1,67	1,47	1,51	1,78	1,82	1,83	1,53	1,74	1,77	1,83	1,87							
PE ÎNĂLȚIME ÎN COLȚUL FORMEI	METODA CILNAEV	25	1,54	1,55	1,59	1,57	1,43	1,43	1,43	1,42	1,43	1,43	1,53	1,58	1,60	1,58	1,55	1,61	1,66	1,70	1,73							
		50	1,51	1,49	1,53	1,52	1,42	1,44	1,43	1,40	1,43	1,39	1,52	1,63	1,63	1,63	1,53	1,60	1,65	1,72	1,75							
		75	1,43	1,38	1,48	1,48	1,41	1,39	1,40	1,40	1,40	1,43	1,51	1,68	1,71	1,66	1,49	1,62	1,71	1,72	1,81							
		100	1,38	1,35	1,43	1,43	1,40	1,42	1,44	1,50	1,49	1,45	1,49	1,76	1,80	1,79	1,50	1,71	1,76	1,81	1,85							
ÎN PLANUL DE SEPARAȚIE - PE DIAGONALA FORMEI	METODA DIEIERT [UD]	50	9	12	20	27	15	40	45	49	54	34	64	66	78	74	28	42	58	68	60							
		175	20	37	35	47	30	43	57	56	58	42	65	73	85	81	38	47	64	71	68							
		300	45	48	50	57	35	60	66	67	73	45	68	75	87	85	42	55	72	74	75							
		425	27	29	40	41	27	46	61	60	62	44	62	75	83	84	37	51	63	64	68							
		550	11	15	22	33	12	35	53	54	56	31	59	71	74	76	31	48	58	60	64							
ÎN SUPRAFAȚA LIBERĂ - DE DIAGONALA LA FORMEI	METODA DIEIERT	50	—	—	1	1	7	20	38	46	72	21	65	74	72	73	28	36	53	75	74							
		175	—	—	2	3	10	29	52	58	76	35	70	76	77	86	40	48	65	83	85							
		300	—	—	4	5	17	60	72	72	81	40	70	80	82	92	45	57	78	86	92							
		425	—	—	3	2	11	36	51	70	79	39	69	78	78	85	36	44	70	82	88							
		550	—	—	1	1	5	27	39	59	74	26	66	77	75	74	20	35	64	78	76							

tabelul 1 .

În figura 2,a este prezentată variația gradului de îndesare pe înălțime în centrul formeii. Se observă insuficiența gradului de îndesare la scuturare simplă și valorile mari și apropiate ale acestuia în cazul îndesării prin scuturare+îndesare suplimentară dinamică cu 3 greutateți și îndesarea prin scuturare+presare- ambele în timpul de 40 secunde.

În figura 2,b se arată variația gradului de îndesare pe înălțime într-un colț al formeii. Si în această situație valorile gradului de îndesare pentru scuturare+îndesare suplimentară dinamică cu 3 greutateți și pentru scuturare+presare, sînt apropiate și convenabile din punct de vedere tehnologic.

Figurile 2c și 2,d prezintă variația gradului de îndesare în planul de separație și pe suprafața liberă a formeii, în lungul diagonalei ramei. Se constată o uniformitate ridicată a valorilor gradului de îndesare pentru formele obținute prin scuturare+îndesare suplimentară dinamică cu trei greutateți.

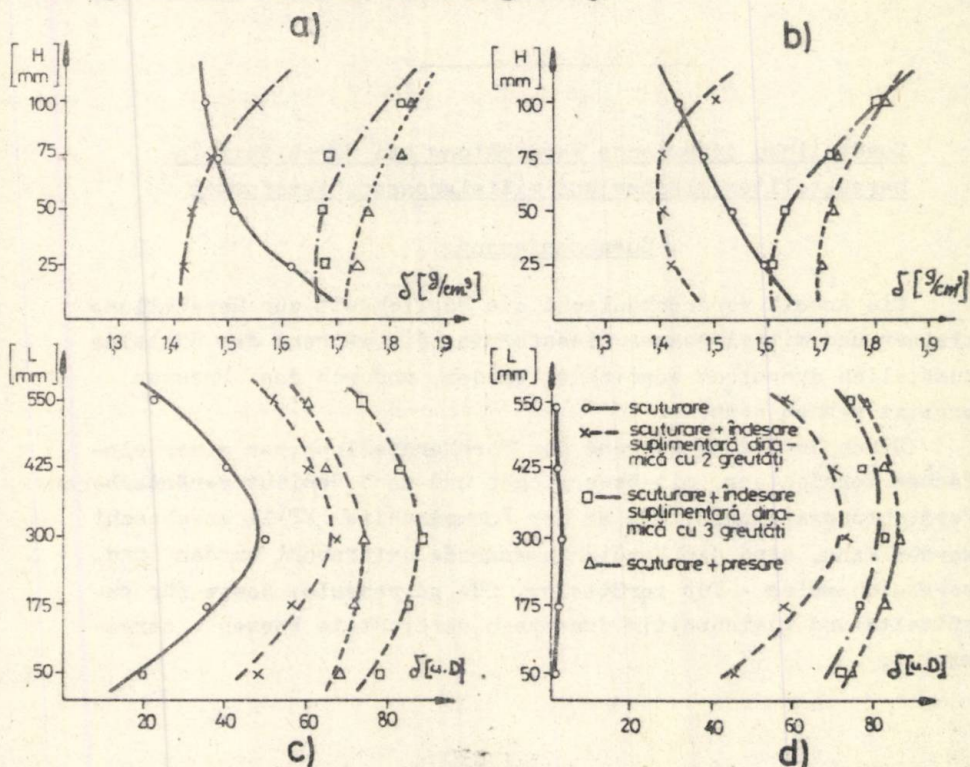


Fig. 2

CONSTANTINESCU, ALEX., EHRLICH, D., GEAMAN, V.

INDESAREA SUPLIMENTARA DINAMICA A FORMELOR DE
DIMENSIUNI MEDII SI MICI EXECUTATE PRIM SCUTURARE

Rezumat

Lucrarea pune in evidenta posibilitatile de confectionare a formelor pentru turnare de dimensiuni medii si mici prin scuturare si indesare suplimentara dinamica, eliminandu-se operatia de presare.

Utilizandu-se pentru formare un dispozitiv simplu cu greutate diferite, adaptabil maginilor de format MF-11, s-a stabilit asemenea variațiilor gradului de indesare in formele obtinute prin scuturare+presare si scuturare+indesare suplimentara dinamica.

Zusätzliche dynamische Verdichtung bei durch Rütteln
hergestellter kleiner und mittelgrosser Giessformen

Zusammenfassung

Die Arbeit veranschaulicht die Möglichkeit zur Herstellung kleiner und mittelgrosser Giessformen, die während des Rüttelns zusätzlich dynamisch verdichtet wurden, wodurch das Pressen ersetzt werden kann.

Durch Benützung während der Formherstellung von einer einfachen Vorrichtung, mit beweglichen und nach Gewicht veränderbaren Verdichtungsstempeln, die an der Formmaschine MF-11 angebracht werden kann, sind die Verdichtungsgrade untersucht worden und vergleichsweise - für gerüttelte, für gepresste, sowie für gerüttelte und gleichzeitig dynamisch verdichtete Formen - dargestellt.

CONSIDERATII PRIVIND INDESAREA AMESTECURILOR
DE FORMARE DIN DOUA DIRECTII

Dr.ing.V.Vulcu;
Dr. Ing.C.Samoilă;
Dr.ing.A.Constantinescu;
Dr.ing.S.Bobancu.

În ultimul timp, ca urmare a creșterii necesarului de piese turnate, s-au extins procedeele de formare fără rame. Catedra de Utilaj Tehnologic, în cadrul unui contract de cercetare științifică cu întreprinderea I.U.P.S.-Botogani, a pus la punct un procedeu de îndesare din două direcții, prin utilizarea unui utilaj de formare special [1]. Cum, la acest utilaj, îndesarea amestecului de formare avea loc pe verticală, din două direcții, situație pentru care teoria formării prin presare nu dispune de relații pentru determinarea variației presiunii, autorii au încercat să rezolve această problemă astfel :

S-a considerat pentru început cazul presării de sus în jos (fig.1a) cu o presiune p_1 , scriindu-se echilibrul unui element infinitesimal dx , aflat la distanța x de placa de presare. Asupra acestui element, acționează următoarele forțe:

- $G = \frac{\pi D^2}{4} dx \gamma$ - greutatea elementului considerat;
 D - diametrul forme de presare;
 γ - greutatea specifică a amestecului de formare;
- $P = p_{1x} \frac{\pi D^2}{4}$ - forța corespunzătoare presiunii p_1 la distanța x de placa de presare, presiune notată cu p_{1x} ;
- $F_f = f P_f$ - forța de frecare dintre amestecul de formare și pereții ramei cilindrice;
 f - coeficientul de frecare;
 P_f - forța de împingere laterală a amestecului pe pereții ramei, ca urmare a acțiunii presiunii p_{px} ;

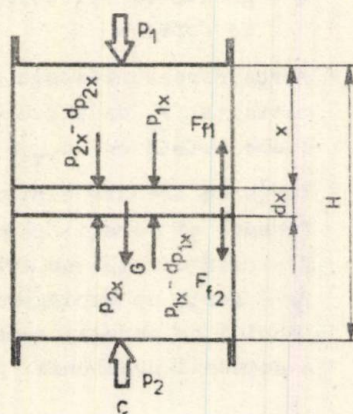
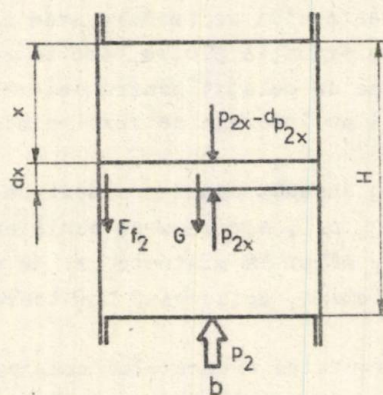
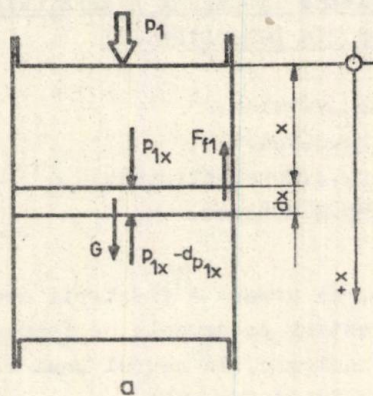


Fig. 1

$$P_f = K p_{1x} \int D dx;$$

K - coeficientul de împingere laterală
a amestecului de formare;

$$dP = dp_{1x} \frac{\pi D^2}{4} \quad - \text{ creșterea (scăderea) forței de pre-}$$

sare ca urmare a creșterii adâncimii
cu dx.

Scriind ecuația de echilibru a forțelor pe verticală, re-
zultă :

$$p_{1x} \frac{\pi D^2}{4} + \frac{\pi D^2}{4} dx \delta - (p_{1x} - dp_{1x}) \frac{\pi D^2}{4} - K f p_{1x} \pi D dx = 0$$

sau :

$$-\frac{dp_{1x}}{dx} + \frac{4 K f}{D} p_{1x} = \delta. \quad (1)$$

Ecuația diferențială (1) are soluția :

$$p_{1x} = (p_1 - \frac{\delta D}{4 K f}) e^{\frac{4 K f}{D} x} + \frac{\delta D}{4 K f}, \quad (2)$$

stabilită cu condițiile inițiale : $x = 0$; $p_{1x} = p_1$.

În continuare, procedîndu-se ca mai sus, s-a scris ecua-
ția diferențială pentru presarea de jos în sus (fig.1,b) :

$$-\frac{dp_{2x}}{dx} + \frac{4 K f}{D} p_{2x} = -\delta, \quad (3)$$

cu soluția :

$$p_{2x} = \frac{p_2 + \frac{\delta D}{4 K f}}{e^{\frac{4 K f}{D} H}} e^{\frac{4 K f}{D} x} - \frac{\delta D}{4 K f}, \quad (4)$$

stabilită cu condițiile inițiale : $x = H$; $p_{2x} = p_2$, scri-
se pentru cazul în care originea axelor de coordonate a rămas
aceeași ca la presarea de sus în jos.

În fig.1.c, se prezintă situația combinată, cînd asupra
elementului dx acționează atât forțele corespunzătoare pre-
sării de sus în jos, cît și forțele corespunzătoare presării
de jos în sus. Problema care trebuie rezolvată în acest nou
caz este aceea de a demonstra posibilitatea aplicării princi-
piului suprapunerii efectelor. Pentru aceasta, s-a scris echi-
librul elementului dx, rezultînd ecuația diferențială :

$$2\delta - \frac{d}{dx} \frac{P_{12x}}{D} - \frac{4 K_f}{D} P_{12x} = 0, \quad (5)$$

în care variabila dependentă P_{12x} este valoarea relativă a presiunii care acționează asupra elementului dx .

Soluția ecuației (5) este :

$$P_{12x} = \left(P_1 - \frac{P_2 + \frac{\delta D}{4K_f}}{e^{\frac{4K_f}{D} \cdot H}} - \frac{\delta D}{4 K_f} \right) e^{\frac{4K_f}{D} x} + \frac{2\delta D}{4 K_f}. \quad (6)$$

Stabilită cu condițiile inițiale : $x = 0$; $P_{12x} = P_1 - P_{20}$, unde prin P_{20} s-a notat valoarea presiunii p_2 la nivelul plăcii de presare de sus în jos (nivelul zero).

Deoarece expresia (6) se obține și dacă efectuăm operația $(P_{1x} - P_{2x})$ înseamnă că principiul suprapunerii efectelor este aplicabil.

Abordarea în acest mod a presării din două direcții permite următoarele constatări :

1. Când presiunile de presare, pe cele două plăci, sînt diferite, trebuie ca întotdeauna $p_2 > p_1$, dacă dorim ca gradul de indesare minim să se situeze la jumătatea formei, deoarece p_2 este întotdeauna micșorată de greutatea proprie a amestecului indesat.
2. Când presiunile de lucru sînt diferite trebuie să se respecte condițiile :

$$P_1 > P_{20} ;$$

$$P_2 > P_{1H} ;$$

adică întotdeauna o presiune trebuie să fie mai mare decît valoarea celeilalte transmise la nivelul acesteia.

3. Dacă presiunile de presare sînt egale, $p_1 = p_2 = p$, condiția 2 este întotdeauna satisfăcută datorită disipărilor de energie de indesare prin frecarea de pereții ramei sau prin împingerea laterală.

BIBLIOGRAFIE

- [1] VULCU, V., CONSTANTINESCU, A., SAMOILA, C., STANESCU, V. Proiectarea și execuția unei mașini experimentale de formare prin presare hidroacțională. Bacău, 2-3 martie 1979.
- [2] Giesserdi - Nr.22 aprilie 1972.

Cama largă de experimentări efectuată de autori, permite se se tragă concluzia că este posibilă înlocuirea mecanismelor de presare ale mașinilor de formare, cu dispozitive de indesare suplimentară dinamică realizându-se astfel o simplificare a mașinii de formare, economii de aer comprimat și o creștere a productivității muncii.

Colectivul de autori consideră că este posibilă o adaptare directă a dispozitivului de indesare suplimentară dinamică la mașina de format MF-11, prin modificarea adecvată a traversei de presare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Vulcu, V., Zirbo, Gh. Tehnologia turnării. I.P.Cluj, 1970
- [2] Buzilă, S. Proiectarea și executarea formelor. EDP, București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
- [3] Geamăn, V. Proiect de diplomă. Universitatea din Brașov, 1978.
- [4] Constantinescu, A. Utilaje pentru turnătorii, note de curs. Universitatea din Brașov.

VULCU V., SAMOILA, C., CONSTANTINESCU, A., BOBANGU, S.

CONSIDERATII PRIVIND INDESAREA AMESTECURILOR
DE FORMARE DIN DOUA DIRECTII

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă analitică de abordare a indesării amestecurilor de formare din două direcții, pe verticală. Lucrarea este legată de o mașină de indesare prin presare din două direcții, executată în cadrul unui contract de cercetare științifică.

CONSIDERATIONS ON MOULD COMPACTIONS IN TWO

DIRECTIONS

Abstract

The paper presents an analytical method for two-sided vertical mould ramming by using a pressure moulding equipment performed in the frame of a scientific research contract.

NOMOGRAMĂ PENTRU STABILIREA VARIATIEI DE DURITATE PE
SECȚIUNEA PIESELOR CĂLITE ÎN ULEI TT 25, PE BAZA
CURBELOR DE CĂLIBILITATE

Ing.I.Ciobanu, șef de lucrări la Universitatea din Brașov,
Dr.ing.A.Munteanu, șef lucrări la Universitatea din Brașov,
Ing.A.Popa, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

Posibilitatea stabilirii anticipate a durității pe secțiunea pieselor tratate termic, după operațiile de călire și respectiv după îmbunătățire prezintă o importanță deosebită pentru industria constructoare de mașini, în special în faza de proiectare. Estimarea variației de duritate pe secțiune permite să se rezolve corect problemele legate de alegerea oțelurilor și de dimensionarea organelor de mașini, ținând cont de posibilitățile de tratament termic ale oțelurilor și respectiv de proprietățile ce pot fi obținute.

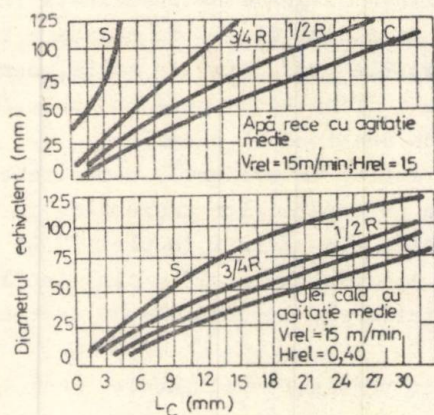


FIG.1

Această problemă a fost tratată în mai multe lucrări de specialitate [1+9]. Una din metodele ușor accesibile este metoda prezentată în lucrările [1...4], care are la bază diagramele izodurimetrice prezentate în figura 1. Aceste diagrame stabilesc corespondența între punctele situate pe generatoarea probelor de călibilitate, care au aceeași viteză de răcire cu diverse puncte situate pe secțiunea pieselor cilindrice de diverse diametre, pentru

călire în diverse condiții de răcire. Aceste diagrame corelate cu curbele de călibilitate ale oțelurilor pot fi utilizate, fie în vederea stabilirii variației de duritate pe secțiunea pieselor călite de dia-

metru dat, fie în vederea determinării diametrului maxim care asigură anumite condiții impuse, de variație a durității, sau a structurii pe secțiunea pieselor.

În legătură cu utilizarea acestei metode, trebuie să se menționeze că diagramele din figura 1, nu au valabilitate generală, deoarece este cunoscut că intensitatea răcirii este influențată mult de temperatura mediului de răcire, de calitatea acestuia, de viteza relativă de agitare, de mărimea șarjei și de alți factori. De aceea este puțin probabil ca diagramele respective să conducă la rezultate exacte, care să fie verificate de practică în toate cazurile de călire în apă sau ulei. Aceste diagrame, care au fost preluate din lucrări publicate în literatura străină [4], au fost verificate în acest sens, pentru a vedea în ce măsură își mențin valabilitatea, în cazul mediilor de călire, (respectiv uleiul de călire) utilizate în R.S. România. S-au efectuat verificări în cazul uleiului, deoarece este cunoscut faptul că în special în cazul acestuia, calitatea temperatură, cât și alți factori fizici (viscozitate, adaose, impurități), influențează considerabil capacitatea de răcire.

Rezultatele acestor verificări experimentale efectuate de autori au fost prezentate în lucrarea [9]. Aceste verificări experimentale au condus la concluzia că, utilizarea diagramelor prezentate în figura 1, în cazul călirii pieselor în uleiul TT 25, în cuptoare industriale de tratament termic, în condițiile producției de serie, conduc la rezultate (respectiv durități) mult diferite de cele obținute în realitate (determinate prin metoda secționării pieselor).

Această verificare a scos astfel în evidență, necesitatea stabilirii unor curbe izodurimetrice de tipul celor prezentate în figura 1, valabile pentru condițiile reale ale călirii în ulei TT 25 (temperatură 60°C viteza relativă piesă-ulei, ca 15 m/min) întâlnite la instalațiile de călire, din atelierele industriale de tratament termic.

În cadrul acestei lucrări se prezintă rezultatele unei noi serii de experimentări efectuate de autori, care au urmărit tocmai stabilirea unei astfel de nomograme izodurimetrice valabile pentru călire în condițiile amintite.

În acest scop s-au prelevat epruvete din două mărci de oțel diferite, cu călibritate diferită. Probele s-au prelevat în fiecare caz din aceeași șarjă, pentru a se menține aceeași compoziție chimi-

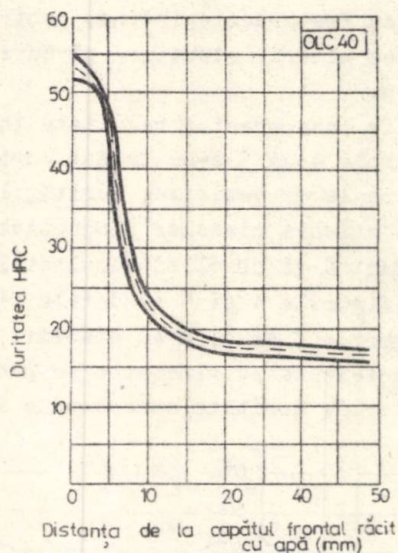


FIG. 2

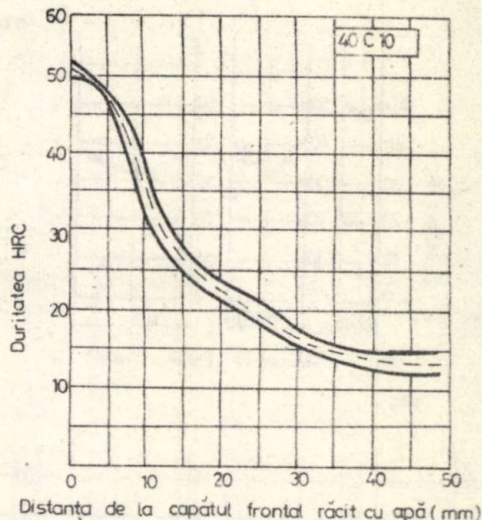
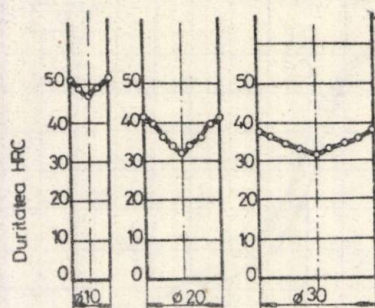


FIG. 3

că. S-au utilizat oțelurile OLC 40 avînd compoziție chimică următoare: 0,38 % C; 0,77% Mn; 40 C 10, cu compoziția chimică 0,39% C; 0,73% Mn; 0,88% Cr. Din fiecare oțel s-au efectuat probe de călibritate. Probele au fost supuse încercării de călire frontală în vederea determinării benzilor de călibritate și a curbei medii de călibritate. Încălzirea și răcirea probelor s-a efectuat în condițiile prevăzute de STAS 1930-66. Temperatura de încălzire a fost de 860°C.

Benzile de călibritate ale celor două garje de oțel și curbele medii de călibritate sînt prezentate în figura 2 și 3.

Din aceleași garje de oțel s-au confecționat loturi de probe cilindrice avînd diverse diametre, care s-au călit în ulei TT 25, cu temperatura $t=60^{\circ}\text{C}$. Toate probele s-au încălzit simultan în același cuptor (cu atmosferă controlată) la temperatura $t=860^{\circ}\text{C}$, și au fost răcite simultan în același bazin de călire. Lungimea pieselor a fost mai mare decît de trei ori diametrul. Ulterior probele de căline au fost secționare la jumătate și s-a măsurat la fiecare variația durității pe secțiune. S-a măsurat duritatea pe două diametre perpendiculare pentru fiecare piesă în parte. În final s-a efectuat media rezultatelor. În timpul secționării epruvetelor ace-

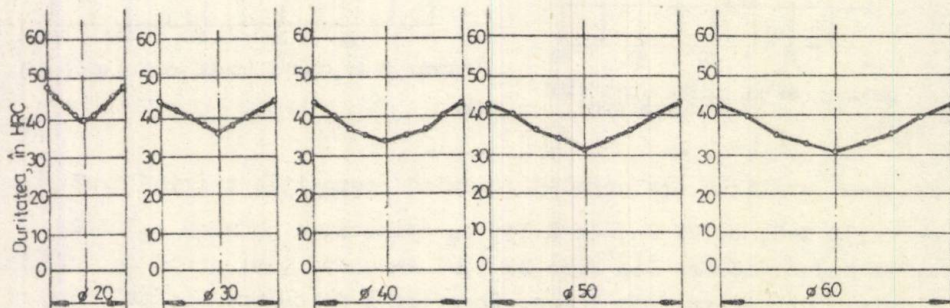


Diametrul probelor (mm)

FIG. 4

stea au fost răcite intens, pentru a nu se altera structura și duritatea.

Pe baza acestor rezultate în figurile 4 și 5 s-au trasat curbele reale de variație, durității pe secțiunea pieselor respective. Comparând și corelând rezultatele din figurile 4 și 5 cu datele din figurile 2 și 3, s-au stabilit punctele de pe generatoarea probelor de duritate, care conduc la



Diametrul probelor [mm]

FIG. 5

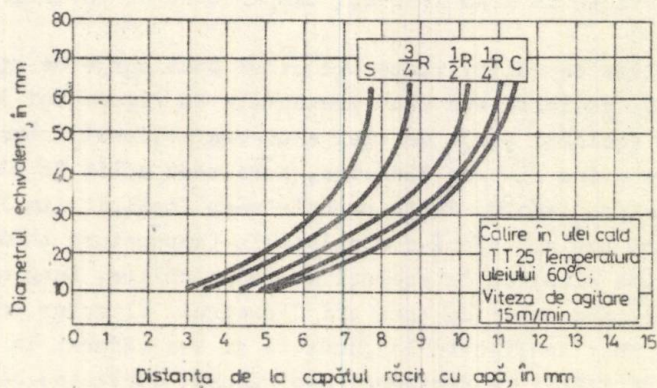


FIG. 6

durități similare cu duritatea obținută în diverse zone ale pieselor cilindrice, în funcție de diametru. (respectiv punctele situate în centru, la $1/4 R$, la $1/2 R$, la $3/4 R$ și la suprafață). Considerând că obținerea aceluiași durități presupune aceeași viteză de răcire, rezultatele s-au sistematizat, trasându-se diagrama din figura 6.

Această diagramă are aceeași utilizare ca și diagrama prezentată în figura 1. Ea prezintă avantajul că a fost determinată în condițiile călirii unei șarje, într-un cuptor de tratament termic industrial cu bazin integrat, utilizând uleiul de călire indigen TT 25, la temperatura de lucru a uleiului de 60°C .

Considerăm că pentru aceste condiții de lucru, nomograma stabilită de autori asigură rezultate mai apropiate de realitate, și poate fi utilizată cu mai multă siguranță la alegerea oțelurilor și la dimensionarea pieselor tratate termic în condițiile amintite.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Popescu, N., Vițănescu, C. Tehnologia tratamentelor termice, București, Ed. tehnică, 1974.
- [2] Micloși, V., Popescu, N., Stere, N. Indrumar pentru alegerea oțelurilor, București, Ed. tehnică, 1966.
- [3] Constantinescu A. ș.a. Indreptar de fonte și oțeluri, București Ed. tehnică, 1969.
- [4] x x x- Metals Handbook, Ohio, Metals Park, American Society for Metals, 1964.
- [5] Atlas zur Wärmebehandlung der Stähle, Max Planck-Institut für Eisenforschung; Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1954.
- [6] Popescu, N., Dumitrescu, C. Cercetări privind comportarea la revenire finală a oțelurilor 40 C 10, 40 BC 10, Rev. Metalurgia, nr. 12, 1970, pag. 761-766.
- [7] Mantea, St., Dulămiță, T. Teoria și practica tratamentelor termice, Ed. tehnică, 1964, București.
- [8] Jatozac, C.F. Determining hardenability from composition, Metal Progress, nr. 9, sept. 1971, pag. 60.
- [9] Clobanu, I., Munteanu, A., Popa A. Cu privire la stabilirea variației de duritate pe secțiunile pieselor tratate termic pe baza curbelor de călibritate, -Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini; Tehnologia construcțiilor de mașini și utilaj tehnologic și metalurgic, partea II-a, Ed. Inst. politehnici, 22-23 dec. 1978.

I. CIOBANU, A. MUNTEANU, A. POPA

NOMOGRAMĂ PENTRU STABILIREA VARIATIEI DE DURITATE
PE SECȚIUNEA PIESELOR CALITE ÎN ULEI TT 25, PE BAZA
CURBELOR DE CĂLIBILITATE

Rezumat

Lucrarea reprezintă materializarea unor încercări experimentale efectuate de autori, privind posibilitatea stabilirii gradientului de duritate pe secțiunea pieselor tratate termic cu ajutorul curbelor de călibilitate. În lucrare se stabilește o nomogramă izoaurimetrică, utilizabilă pentru stabilirea variației de duritate pe secțiunea pieselor călitate în ulei TT 25, având temperatura 60°C și viteza de agitare 15 m/min, utilizat în atelierele de tratament termic din R.S. România.

NOMOGRAMME POUR ÉTABLIR LA VARIATION DE LA DURETÉ
SUR LA SECTION DES PIÈCES TREMPÉES EN HUILE TT 25
CONFORMEMENT AUX COURBES DE TREMPABILITÉ

Résumé

L'ouvrage représente la matérialisation des certains essais expérimentaux effectués par les auteurs concernant la possibilité d'établir de la gradient de dureté, des section de pièces traitées thermiquement à l'aide des courbes de trempabilité. Dans l'ouvrage on établie une nomogramme isodurimétrique utilisable pour l'établir la variation de la dureté sur la section des pièces trempées en huile TT25, ayant la température de 60°C et la vitesse d'agitation de 15 m/min, utilisé dans les ateliers de traitement thermique de R.S. Roumanie.

STUDIUL COMPARATIV AL DURABILITĂȚII TAROZILOR
CU FILET RULAT LA CALD ȘI LA RECE

Ing. Brana Mircea, șef de lucrări la Universitatea din Brașov.

În producția de serie a tarozilor, operația de execuție a filetului se realizează prin rectificarea din plin pentru tarozii de mașină și prin rulare la rece pentru tarozii de mină.

Data fiind ponderea mare a tarozilor de mină, în fabricația centralizată de scule de filetat, operației de rulare a filetului, operație ce condiționează în principal calitățile tarodului, trebuie să i se acorde o atenție deosebită.

S-a constatat că rularea la rece a filetului tarozilor prezentând avantaje economice deosebite (productivitate mult mărită, economie de material etc) în comparație cu procedeele de execuție a filetului prin așchiere, nu este satisfăcătoare integral din punct de vedere calitativ. Limita de curgere a oțelurilor de scule având valori indicate (55 - 65 daN/mm) le situează în categoria oțelurilor condiționat rulabile, fapt ce determină aplicarea unor regimuri de rulare caracterizate prin forțe mari de deformare, avansuri scăzute și timpi de așchiere mari. Materialul curge dificil în flancul roletelor și ca urmare se înregistrează ecruisări puternice, fibraj neuniform și apariția de microfisuri la vârful, fundul și pe flancurile filetului. În urma tratamentului termic se observă o deformare a profilului la capetele zonei filetate și apariția unor macrofisuri ce ajung pînă în miezul tarodului.

Remediarea acestor defecțiuni a fost preconizată de autor ca fiind posibilă prin efectuarea operației de rulare în stare semicaldă, situație în care limita de curgere a oțelului scade considerabil (7 - 9 ori) și proprietățile de plasticitate ale acestuia se îmbunătățesc. Concomitent scade gradul de ecruisare și apar fenomenele contrare acestuia și anume regenerarea și parțial recristalizarea.

Cercetările experimentale efectuate de autor [3] au confirmat avantajele introducerii tehnologiei de rulare a filetului în stare semicaldă (temperaturi de rulare sub ACl pentru evitarea modificărilor de structură), urmînd ca după obținerea tarozilor :

piese finite să se determine comportarea lor în exploatare în comparație cu tarozii obținuți prin actuala tehnologie (rulare la rece).

Pentru efectuarea acestui studiu comparativ s-au efectuat determinări de durabilitate la ICPMFS - București, filiala Rîșnov. În acest scop s-au rulat în stare semicaldă la Întreprinderea IMASA Sf. Gheorghe secția scule de filetat, o serie de tarozii de mină M20 Nr. 2 STAS 1112 - 75 din oțel MCW 14 cu semifabricate din producția curentă. După operația de rulare aceștia au fost introduși pe flux tehnologic normal, împreună cu seria de tarozii M20 nr. 2 executați după tehnologia actuală (rulare la rece). Pentru încercări comparative s-au luat 3 tarozii rulați la temperatura de 750°C și 3 tarozii rulați la rece, Acești tarozii de probă au fost reascuși pentru a prezenta aceeași geometrie (vezi tab. 1) și cu ei s-au efectuat filetări pînă la atingerea gradului de uzură maxim admis, uzură determinată în principal de desprinderile de material din sculă.

Filetările s-au executat manual în material OLC 45 în găuri străpuse $\varnothing 18$ cu adîncime de 18 mm, cu ulei mineral ca lichid de răcire.

Datele obținute în urma măsurătorilor sînt trecute în tabelul 1 cu ilustrarea elementelor măsurate în fig. 1 și în fig. 2.

Tabelul 1

Felul rulării filetului	Nr. probă	Unghi con atac (α)	Unghi de degajare (δ)	Unghi de asezare (α)	Nr. găuri filetate	Total lungi- mea filetată	Total spire strîbite	Uzura pe față de asezare (h _{az})	Mărimea maximă a desprinderilor de material			Observații
									$\Delta\alpha$	$\Delta\delta$	$\Delta\varphi$	
	nr	(...°)	(...°)	(...°)	nr	mm	nr	mm	mm	mm	mm	
la semicald	1	10°	11°30'	3°	70	1260	7	0,147	0,85	0,45	5,5	Permit reascutirea
	2	10°	12°	3°40'	55	990	6	0,193	0,71	1,02	5	
	3	10°	8°40'	4°10'	73	1314	6	0,175	0,78	0,8	3,5	
	Valori medii					1188	6,3	0,171	0,78	0,75	-	
la rece	1	10°	11°	3°	50	900	13	0,173	1,45	2,14	10	Din cauza desprinde- rilor mari, tarozii nu se pot re- ascuți
	2	10°	12°	3°45'	70	1260	10	0,216	1,21	2,10	7,5	
	3	10°	10°30'	3°20'	70	1260	10	0,199	1,15	2,00	9	
	Valori medii					1140	11	0,186	1,27	2,08		

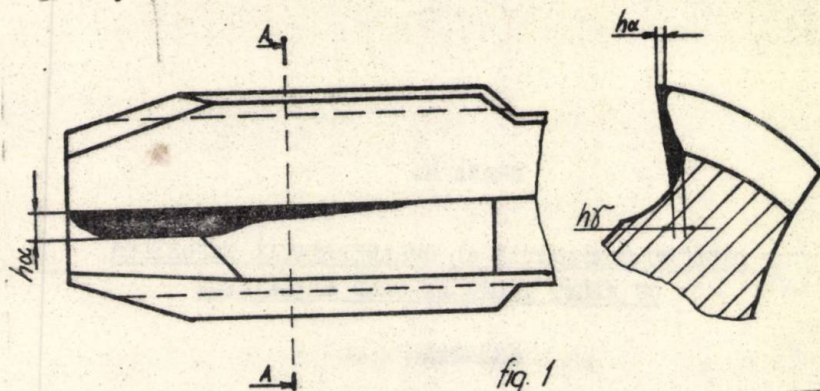


fig. 1

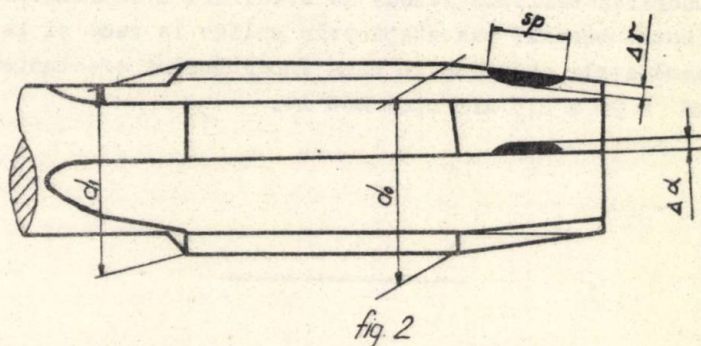


fig. 2

Comparând uzurile medii raportate la unitatea de gaură filetată rezultă durabilitatea comparată :

$$\text{comp} = \frac{0,196}{1140} \times \frac{1188}{0,171} = 1,19.$$

În concluzie se poate afirma că tarozii rulați la semicald au o durabilitate cu 19% mai mare decât a celor rulați la rece. În afară de această durabilitate se remarcă și faptul că la lungimi de filetare comparative, tarozii rulați la rece sînt scoși definitiv din funcționare datorită în principal deprinderilor mari de material, desprinderi ce nu mai permit reascuțizi.

Bibliografie

- [1] LAZARESCU, I. Așchiere și scule așchietoare. Ed. didactică și pedagogică, București, 1976.
- [2] DRAGAN, I. Tehnologia deformărilor plastice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1976.
- [3] BRANA, M. Cercetări experimentale privind rularea la cald - a filetului tarozilor - Buletinul CIT 1976.

BRANA M.

STUDIUL COMPARATIV AL DURABILITATII TAROZILOR
CU FILET RULAT LA CALD SI LA RECE

Rezumat

Lucrarea tratează metoda de stabilire a durabilitatii comparate pentru tarozii executați prin rulare la rece și la cald. Se dau rezultatele obținute în urma încercărilor efectuate cu tarozi de mină M 20 x 2,5 din oțel MCW 14.

ETUDE COMPARATIVE DE LA DURABILITÉ DES TARAUDS
ROULÉS À CHAUD ET À FROID

Resumé

L'ouvrage traite de la méthode d'établissement de la durabilité comparative pour les tarauds exécutés par roulage à froid et à chaud. On y donne les résultats obtenus à la suite des essais effectués avec des tarauds manuels M 20 x 2,5 en acier MCW 14.

STABILIREA VARIATIEI LIMITEI DE CURGERE CONVENTIONALE
IN FUNCTIE DE TEMPERATURA PENTRU OTELUL Rp 5

Ing. Mircea Brana, șef lucrări la Universitatea din Brașov.

În producția de serie a sculelor așchietoare procedeul de obținere fie al semifabricatelor fie al sculelor semifinite, prin deformare plastică, capătă o pondere din ce în ce mai mare pe plan mondial.

Se remarcă în mod deosebit procedeele de laminare a burghiilor spirale, a alezoarelor și a frezelor deget, procedeul de extrudare a burghiilor spirale, de extrudare a semifabricatelor pentru tarozi, de rulare a filetului tarozilor și altele. Mare parte din aceste procedee se aplică și în fabricația curentă a sculelor, în țara noastră, în special la întreprinderea de scule Rîșnov și I.M.A.S.A. Sf. Gheorghe, secția scule de filetat.

Deformarea plastică a oțelurilor de scule se execută în prezent în funcție de procedeul și scopul urmărit fie în stare caldă fie la rece. S-a dovedit că o îmbinare a celor două procedee este salutară, deformările plastice la semicald realizând o însumare a avantajelor deformărilor la cald (plasticitate mare, rezistență la deformare scăzută, productivitate mare etc) cu avantajele deformărilor plastice la rece (precizie dimensională, calitate superioară a suprafețelor, lipsa transformărilor structurale etc) [1,4,5].

În vederea stabilirii parametrilor tehnologici ai procedeului precum și pentru dimensionarea utilajelor și a sculelor, se cere cunoașterea variației caracteristicilor mecanice, în special a limitei de curgere a oțelurilor de scule, în funcție de temperatură. Acest lucru este necesar și pentru a putea determina intervalul de temperaturi, defavorabil deformărilor plastice [2].

Avându-se în vedere cele mai sus arătate, în lucrarea de față se expune metodică de determinare experimentală a variației limitei de curgere a oțelului rapid Rp 5, curent folosit în fabricația sculelor așchietoare în țara noastră, precum și valorile acestora în funcție de temperatură. Determinarea limitei de curgere convenționale σ_{c02} s-a efectuat în conformitate cu prescripțiile din STAS 6638 - 70, privind determinarea limitei de curgere a oțelurilor la temperaturi ridicate.

S-au confecționat epruvete din material Rp 5, (din mijloc de

bază laminată) (fig.1), cu respectarea indicațiilor din STAS 7324-6b.

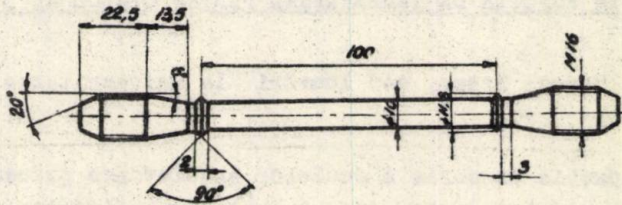


Fig. 1

Fig. 1

Încercările s-au efectuat la Întreprinderea de Construcții Aeronautice Ghimbav pe o mașină universală de încercat la tracțiune, marca Zwick, prevăzută cu cuptor de încălzire cu rezistență și cu controlul temperaturii în trei zone ale epruvetei. Alungirile s-au măsurat cu ajutorul unui extensometru dotat cu doi traductori inductivi. Diagramele caracteristice s-au trasat utilizând atât înregistratorul electronic al mașinii cât și pe bază de citiri concomitente forță - alungire (pentru o diagramă mai precisă).

Determinările s-au efectuat din 100 în 100°C, folosindu-se epruvete diferite, pornindu-se de la temperatura de 20°C până la temperatura de 750 °C. (sub punctul Ac 1, temperatura de 830°C.). Rezultatele încercărilor sînt trecute în tabelul 1.

Limita de curgere tehnică σ_{c02} s-a determinat, după ridicarea diagramei $\sigma = f(\epsilon)$ pentru fiecare din temperaturile de încercare, prin trasarea unei paralele la porțiunea liniară a curbei prin abscisa $\epsilon = 0,2\%$ în conformitate cu modelul din fig. 2.

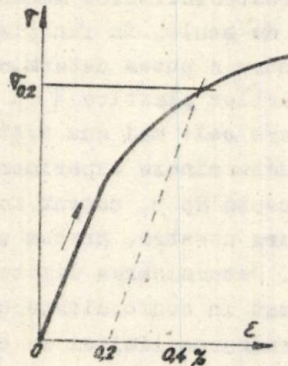


Fig. 2

În lucrarea de față nu sînt prezentate diagramele $\sigma = f(\epsilon)$ diagrame ce au servit la determinarea valorilor limitei de curgere ci este prezentată doar diagrama finală ce ilustrează variația limitei de curgere în funcție de temperatură (fig. 3).

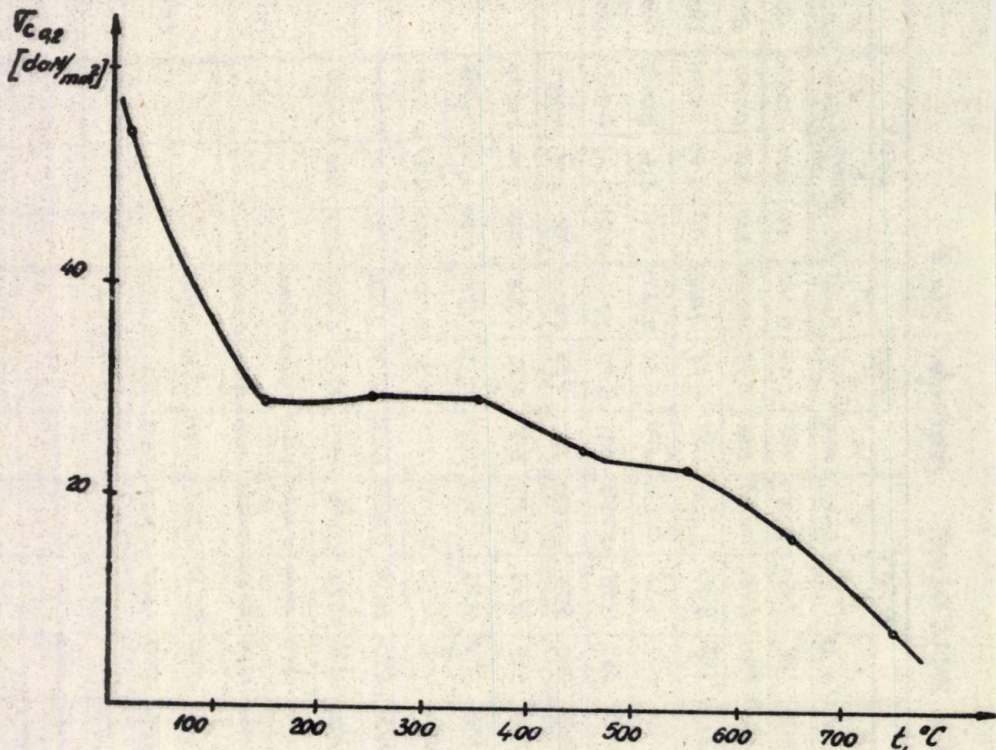


Fig. 3

Din diagramă se constată o substanțială scădere a limitei de curgere la temperatura de 150 $^{\circ}\text{C}$, urmată de o ușoară creștere a acesteia în intervalul 250 - 350 $^{\circ}\text{C}$, zonă în care este de dorit a se evita efectuarea de deformări plastice (zonă de fragilitate la albastru), după care se înregistrează scăderi pronunțate atingându-se la 750 $^{\circ}\text{C}$ valoarea de 7,9 daN/mm^2 deci de 7 ori mai scăzută decât la temperatura mediului ambiant.

Se recomandă în concluzie executarea operațiilor de deformare plastică, în stare semicaldă, în intervalul 700 - 800 $^{\circ}\text{C}$ obținându-se scăderi substanțiale ale forței de deformare cu toate conse-

cințele favorabile ce decurg din aceasta fără transformări structurale în masa oțelurilor.

Bibliografie

- [1] DRAGAN, I. Tehnologia deforărilor plastice. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
- [2] BRANA, M. Cercetări experimentale privind rularea - la cald - a filetelui tarozilor - Buletin CJIT 1976.
- [3] x x x STAS 6638 - 70, STAS 7324-68, STAS 1510-66.
- [4] GEORGE E. DIETER Jr. Metalurgie mecanică. Ed. tehnică, București, 1970. (Traducere din l. engleză SUA).
- [5] UNCISOV, E.P. Injenernaia teoria plasticinosti. Mașgiz, Moscova, 1959.

BRANA, M.

STABILITATEA VARIATIEI LIMITEI DE CURGERE CONVENTIONALE
IN FUNCTIE DE TEMPERATURA PENTRU OTELUL Rp 5

Rezumat

In lucrare se tratează metoda experimentală de stabilire a variației limitei de curgere în funcție de temperatură pentru oțelul rapid Rp 5. Sînt date sub formă de tabele și diagrame rezultatele practice obținute în urma încercărilor.

ETABLISSEMENT DE LA VARIATION DE LA LIMITE DE
L'ÉCOULEMENT CONVENTIONNEL, EN FONCTION DE LA
TEMPÉRATURE, POUR L'ACIER Rp 5

Resumé

L'ouvrage traite de la méthode expérimentale d'établissement de la variation de la limite d'écoulement en fonction de la température, pour l'acier rapide Rp 5. On y donne sous forme de diagrammes les résultats pratiques obtenus à la suite des essais.

DISPOZITIV PENTRU PREINCALZIREA PARTIALA A
PIESELOR MASIVE IN VEDEREA SUDARII

Sef lucr.dr.ing. L. Scorobețiu, asist.ing. N. Trif.

Preincalzirea pieselor masive din oțeluri aliate în vederea sudării, se aplică cu scopul reducerii tensiunilor macroscopice, pentru îndepărtarea gazelor din metalul de bază, precum și pentru situarea metalului de bază într-o zonă cât mai îndepărtată de zona temperaturii critice de fragilitate [1].

Ținându-se seamă că fenomenele nedorite care afectează calitatea sudurii se manifestă în zona sudată și în zonele imediat învecinate, rezultă că este deosebit de importantă menținerea acestor zone la o temperatură de preincalzire adecvată, indiferent de temperatura zonelor mai îndepărtate.

S-a demonstrat teoretic și experimental [2], [3] că este posibilă preincalzirea parțială a unui corp masiv la temperaturi de cca 300 - 400°C cu ajutorul unor surse de energie de mare putere, astfel încât chiar dacă restul piesei are o temperatură cu mult inferioară, să fie asigurată temperatura optimă de preincalzire în zona sudată în tot timpul operației de sudare.

Variația temperaturii pe suprafața superioară a unui corp masiv, după încălzirea parțială a părții superioare a acestuia la o temperatură $T_{0\max}$, pe o adâncime L este obținută din particularizarea ecuației cîmpului termic din corpul semiinfiniț, pentru condiția $r = 0$ (punct de suprafață)

$$T_0(r;t) = \frac{T_{0\max}}{2} e^{-bt} \left\{ \vartheta \left[\frac{r+L}{(4at)^{1/2}} \right] - \vartheta \left[\frac{r-L}{(4at)^{1/2}} \right] \right\};$$

$$T_0(0;t) = \frac{T_{0\max}}{2} e^{-bt} \cdot 2 \vartheta \left[\frac{L}{4at} \right], \quad \text{respectiv}$$

$$T_o(o;t) = T_{o_{\max}} e^{-b t} \varnothing \left[\frac{L}{(4at)} \right], \quad \text{in care}$$

$T_{o_{\max}}$ - temperatura maximă a zonei preîncălzite [K];

b - coeficient total de pierderi în mediul înconjurător [1/s];

t - timpul curent [s];

a - coeficient de difuzivitate termică a materialului [m²/s];

$\phi(u)$ - funcția dată de relația

$$\phi(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du.$$

Conform acestei relații, dacă se neglijează pierderile, se obține $T(o,t) = T_{o_{\max}}$, dacă $\varnothing(u) = 1$, adică temperatura la suprafața piesei se menține constantă (și la valoarea maximă), atât timp cât între L și t există o astfel de corelație încât $\varnothing(u) = 1$.

Din tabele rezultă că $\varnothing(u) \approx 1$, pentru $u \geq 2,8$, adică

$$\frac{L}{(4at)^{\frac{1}{2}}} \geq 2,8 \quad \text{sau} \quad L = 5,6 (at)^{\frac{1}{2}}, \text{ sau } t = \frac{1}{31,4} \frac{L^2}{a}.$$

Din această relație se observă că dacă materialul este preîncălzit instantaneu pe o adâncime L , atunci în intervalul de timp t , temperatura unui punct situat la suprafața corpului nu variază în limite semnificative.

Pornindu-se de la această idee, a fost construit un dispozitiv experimental pentru preîncălzirea parțială prin rezistență de contact a pieselor masive din oțeluri aliate. Schema electrică a instalației este prezentată în fig. 1.

Materialul MB prins între electrozii de cupru E este preîncălzit prin efect Joule cu ajutorul curentului obținut de la transformatorul Tr, reglat în curent continuu [4]. Infășurarea de comandă a puterii transformatorului este alimentată cu curent continuu de la redresorul Rd, prin rezistența reglabilă R_v și întrerupătorul I.

Sistemul automat pentru reglarea și menținerea temperaturii de preîncălzire, este format de termocuplul Tc, conectat la potențiometrul electronic P, de tip EPD-12 GOST 7164-58, care comandă prin releul intermediar C_1 , contactorul C_2 intercalat în

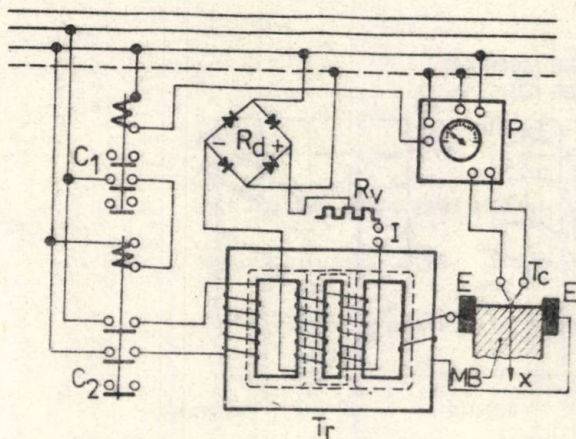


Fig. 1

circuitul primar al transformatorului.

Adâncimea L a zonei încălzite, poate fi reglată în funcție de înălțimea contactului dintre piesă și electrodul E (Adâncimea maximă de încălzire poate să crească pînă la o înălțime egală cu înălțimea electrodului de contact E).

Pentru a preveni supraîncălzirea electrozilor de contact este prevăzută răcirea cu apă a acestora (debitul apei fiind de 20 l/minut).

Contactul electric dintre electrozii de cupru E și materialul MB s-a realizat cu ajutorul unui dispozitiv de strângere pneumatic. Pentru valorile medii ale presiunilor de contact peste 4 daN/cm^2 , diferențele de temperatură dintre diferitele puncte de contact pot fi neglijate.

Pentru studierea modului de încălzire și a variației cimpului termic al materialului încălzit electric prin rezistență, au fost alese două modele cu și fără cavitate. Înălțimea electrodului de contact s-a adoptat egală cu adâncimea cavității din material (15 mm), după cum se observă din fig. 2. Curentul continuu pentru comanda puterii transformatorului de încălzire a fost reglat la

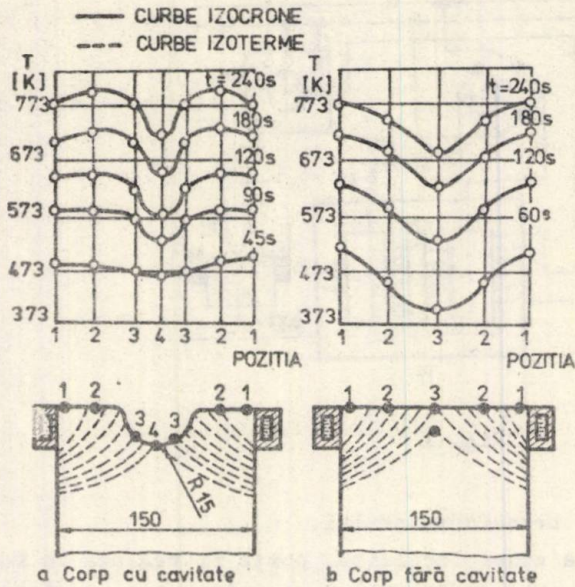


Fig. 2

valoarea de 5 A, față de valoarea maximă de 25 A, pentru asigurarea unei puteri, respectiv a unei viteze de încălzire mici. Considerând ca origine a timpului ($t=0$) momentul cuplării instalației, cîmpul termic la încălzire variază așa după cum rezultă din fig.2. Analizînd cele două diagrame se observă că pentru aceiași parametri de încălzire experimentați, încălzirea electrică este neuniformă, datorită rezistenței de contact care este diferită de rezistența materialului. În timpul încălzirii, pe suprafețele laterale ale materialului au apărut culorile de revenire specifice domeniului de temperaturi, ceeace demarcează curbele izoterme schematizate cu liniile întrerupte din fig. 2.

Prin micșorarea presiunii de contact sub valoarea de 4 daN/cm^2 , sau prin mărirea puterii transformatorului, apar diferențieri și mai pronunțate între temperaturile din marginea și mijlocul materialului.

Acest inconvenient poate fi diminuat prin mărirea presiunii de contact, ceea ce ar impune niste dispozitive mai mari de presare.

O soluție practică mai ușor realizabilă este funcționarea intermitentă a transformatorului, astfel încât în timpii de întrerupere ai curentului să se producă o egalizare a temperaturilor. Prin aceasta pot fi compensate și pierderile de căldură ale zonei preîncălzite și, practic, temperatura poate fi menținută în jurul unor valori constante un timp îndelungat. Astfel utilizând aceeași parametrii ca și în cazul determinărilor precedente, dar alternând perioadele de încălzire de 60 s cu pauze de 30 s, a fost atinsă temperatura medie de 773 K după 480 s. Diferența de temperatură dintre punctele marginale și punctele centrale ale suprafeței piesei au scăzut la valoarea de 10-15 K în acest caz.

Dispozitivul de preîncălzire parțială prin rezistență, poate fi aplicat practic la preîncălzirea matrițelor de forjă în vederea încărcării prin sudare, economisindu-se astfel cantități mari de energie și menținându-se riguros temperatura de preîncălzire la valorile prescrise.

BIBLIOGRAFIE

- [1] George E., Dieter I. Metalurgie mecanică. Editura Tehnică București, 1970.
- [2] Scorobețiu L., Pitiș Gh. Preîncălzirea parțială a matrițelor. Buletinul Universității din Brașov, seria A/III- Mecanică aplicată - construcții de mașini vol. XVI, 1974.
- [3] Scorobețiu L. Sudarea unor oțeluri cu W,Cr,Mo folosite în construcția matrițelor pentru deformări practice la cald. Teză de doctorat. Timișoara, 1975.
- [4] Ionescu I.Gh., Marga Gh. Construcția transformatorului de sudare reglat în curent continuu pentru automatizarea tratamentului termic al sudurii. Comunicările celei de a V-a Conferințe de sudură și încercări de metale. Timișoara, 1965.

SCOROBETIU, L., TRIF, N.

DISPOZITIV PENTRU PREINCALZIREA PARTIALA A PIESELOR
MASIVE IN VEDEREA SUDARII

R e z u m a t

La sudarea oțelurilor aliate este necesară preîncălzirea metalului de bază, pentru evitarea fisurării sub acțiunea tensiunilor interne.

Încălzirea pieselor masive din oțeluri aliate se poate realiza în cuptoare de tratamente termice, ceea ce determină un timp îndelungat de încălzire și imposibilitatea de dirijare a vitezei de răcire în timpul sudării.

În lucrare este prezentată o instalație specializată de încălzire a pieselor masive din oțel, cu ajutorul căreia poate fi dirijată viteza de răcire a zonelor încărcate prin sudare.

VORRICHTUNG ZUR TEILWEISEN VORWÄRMUNG DER MASIEVEN
MASCHINENTEILE FÜR DAS SCHWEISSEN

Zusammenfassung

Beim Schweißen von legierten Stählen ist die Vorwärmung des Basismetalls unerlässlich, um durch innere Spannungen verursachte Sprünge zu vermeiden.

Die Erwärmung der masieben Maschinenteile aus legierten Stählen kann in Öfen für Wärmebehandlung erfolgen. Dieses erfordert aber eine lange Erwärmungszeit und macht die Vorbestimmung der Abkühlungsgeschwindigkeit während dem schweißen unmöglich.

In der vorliegenden Arbeit wird eine spezialisierte Anlage zur Erwärmung von stählernen masiven Maschinenteilen vorgestellt, mit derer Hilfe die Abkühlgeschwindigkeit der, durchs Schweißen belasteten zonen, geregelt werden kann.

INLOCUIREA ECHIPAMENTULUI ELECTROMECHANIC CU
ECHIPAMENT ELECTRONIC LA UTILAJELE DIN DOTAREA SEC-
TOARELOR CALDE

Sef.lucr.ing. Andreescu F., gef lucr.dr.ing. Scorobetiu L.,
gef.lucr.ing. Iovănaș R., asist.ing. Serban C., asist.ing.
Popescu R.

Universitatea din Brașov

În sectoarele calde, în special în turnătorii, echipamentele electromecanice clasice dau un randament scăzut datorită mediului ce se caracterizează prin praf, umezeală și factori corozivi. Un alt aspect negativ care diminuează fiabilitatea sistemului clasic de automatizare sînt vibrațiile mecanice provenite de la automatele de formare, mașinile de împușcat miezuri, mașinile de peliculizat nisip, podurile rulante. Toate acestea cumulate duc la întreruperi repetate ale procesului de producție generate de defectarea butoanelor de comandă, releelor, contactoarelor și limitatoarelor de cursă.

Din studiile statistice a rezultat că, în medie pe utilaj, în decursul unui an, a fost necesară schimbarea de două ori a întregului echipament electromecanic de automatizare. Acest lucru corelat cu suma timpilor necesari pentru depanare afectează în mare măsură prețul de cost pe produs realizat.

Pentru eliminarea tuturor dezavantajelor enumerate s-a impus căutarea unor noi soluții oferite de echipamentele electronice de automatizare, neinfluențate în funcționare de mediile grele din

sectoarele calde, cu condiția compensării lor termice.

În urma cercetărilor efectuate a fost elaborat un nou sistem de automatizări electronice avînd la bază circuite integrate caracterizate prin gabarite mici, siguranță în funcționare și o multitudine de posibilități de operații funcționale. Sistemul a fost experimentat pe o mașină de împușcat nisipuri de tip H 16 - orizontală ca tip reprezentativ al utilajelor din dotarea turnătoarerilor din punct de vedere al frecvenței necesităților de intervenții de depanare electrică.

O astfel de mașină este echipată cu comutatoare manuale, butoane pornire-oprire, contactoare, relee de timp și limitatoare de cursă.

În noul sistem propus toate aceste funcții sînt preluate de componente electronice specializate pe operații și apoi interconectate între ele într-un sistem funcțional unitar.

Alimentarea sistemului se face de la rețeaua de 220 V, 50 Hz printr-un contactor static de forță comandat cu senzori. Tensiunea de comandă necesară echipamentelor electronice de automatizare este realizată printr-un bloc transformator redresor - stabilizator. În felul acesta partea de forță a utilajului nu suferă nici un fel de modificare, partea de comandă fiind alimentată la tensiunea de 5 V curent continuu.

Comutatorul principal este alcătuit dintr-un bloc de comandă cu senzori, un bloc de comutație și contactele electronice propriuzise de la care se alimentează circuitele de forță și circuitele de comandă (fig. 1)

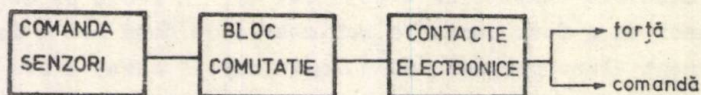


Fig.1 - Comutator cu senzori - schema bloc

Blocul de comandă (fig.2) este alcătuit din senzorii pornire-oprire care atacă circuite integrate de tip „și - nu” la ieșirea cărora se obține semnalul necesar pentru deschiderea tiristorului din blocul de comutație. De pe înfășurarea unui transformator

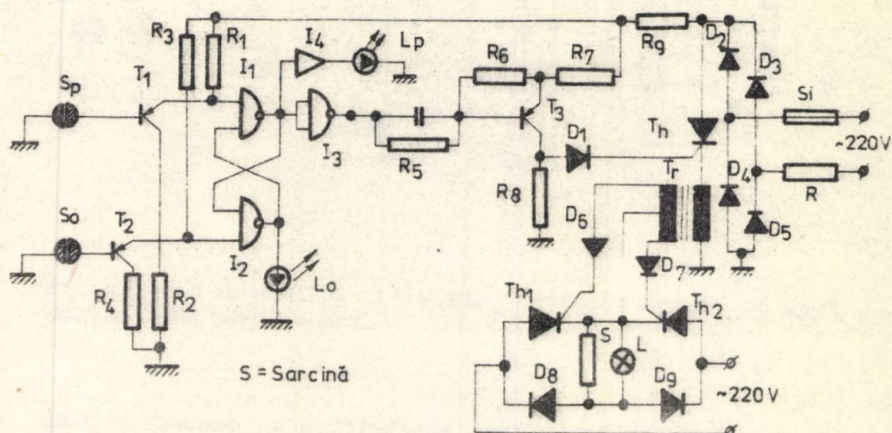


Fig. 2. Comutatori cu senzori - schema de principiu

de decuplare se obțin semnalele necesare pentru acționarea contactelor electronice echipate cu două tiristoare deschise succesiv. Intre punctele D și E se va obține nivelul energetic necesar pentru circuitele de forță și comandă [2].

Comutatorul principal este alimentat de la tensiunea rețelei tensiunea blocului de comandă obținându-se printr-un divizor rezistiv. Stările pornit - oprit, respectiv contact electronic realizat sînt puse în evidență prin lămpile de semnalizare L_p , L_o , L .

Butonul pornire-oprire este acționat tot prin senzori avînd înglobate funcțiile de automenținere și semnalizare a stării prin diode fotoluminiscente de tip LED (fig.3).

Semnalul de la senzori atacă circuitul basculant realizat cu două porți „și - nu” care își va schimba starea realizînd funcția releu în sensul că pe emiterul tranzistorului T_3 unde

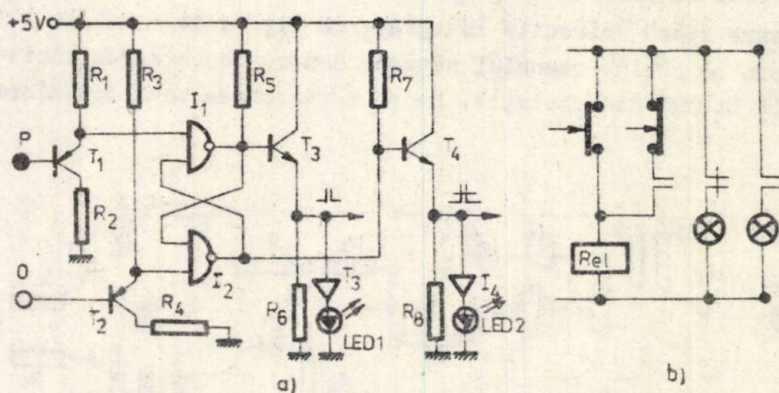


Fig. 3. Buton pornire - oprire : a) Schema de principiu, b) Schema echivalentă

semnalul a fost zero, echivalent electric cu un contact normal deschis va apare un semnal de + 5 V echivalent cu acela rezultat prin închiderea unui contact. Multiplicarea numărului de contacte poate fi realizată cu circuite integrate de tip operator pentru contact normal deschis și de tip inverter pentru contact normal închis (fig.4)[1].

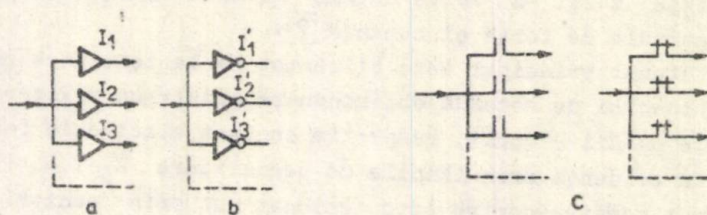


Fig. 4. Multiplicarea numărului de contacte:

- a) normal închis,
- b) normal deschis,
- c) schema echivalentă

Avînd în vedere că mașina de împușcat miezuri tip H 16 orizontală poate lucra în regim manual prin impulsuri sau automat este echipată cu un comutator cu 4 poziții, a patra poziție fiind notată „stop”. Electronic acest lucru a fost realizat tot prin butoane cu senzori, alegerea modulului de lucru executîndu-se prin decodificare cu circuite logice și, operatorie și inversoare (fig. 5).

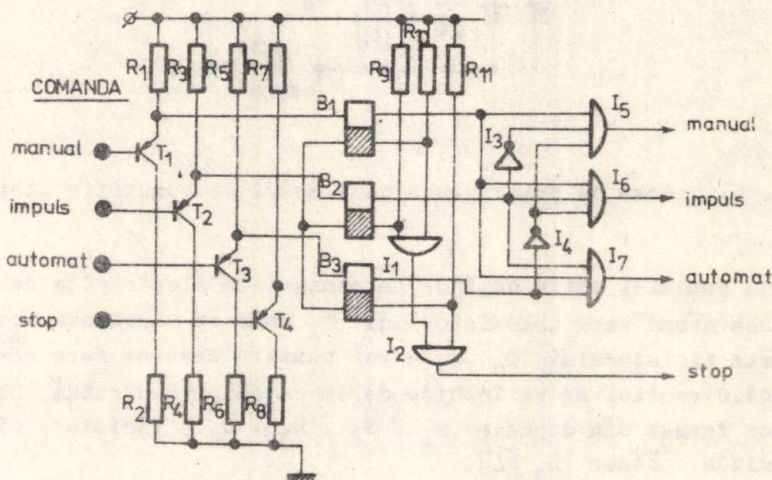


Fig. 5. Comutator pentru alegerea modulului de lucru

Iegirile comutatorului sînt introduse în bazele unor tranzistoare de putere capabile să asigure curentul necesar circuitelor de comandă [1].

Se observă din cele arătate pînă acum că funcțiile de tip releu sînt înglobate în blocurile electronice specializate. Pentru contactoarele ce trebuie să acționeze în partea de forță este utilizată comutația statică (fig.6).

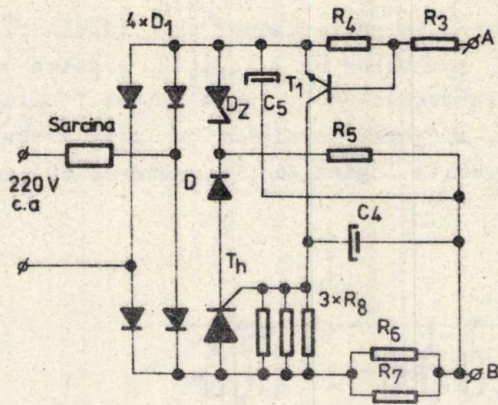


Fig. 6. Schema de principiu a unui modul de comutație statică

Cu semnalul activ obținut la contactele electronice de mică putere se atacă baza tranzistorului T_1 care se blochează rezultînd pe poarta tiristorului T_h un nivel pozitiv ceea ce face ca ^{acesta} să se deschidă. Circuitul se va închide de la rețea prin sarcină, blocul redresor format din diodele D_1 , D_2 , D_3 , D_4 , tiristor, dioda D_5 și dioda Zener D_Z [4].

Releele de timp sînt realizate pe principiul analizoarelor de impulsuri fiind compuse dintr-un generator de impulsuri și un divizor la ieșirile căruia se obține printr-o poartă "și" cu 3 intrări domeniul maxim de temporizare dorit. Reglajul în domeniu se face prin potențiometrul semireglabil P din generatorul de impulsuri (fig. 7).

Traductoarele de proximitate înlocuiesc limitatoarele și microlimitatoarele de cursă electromecanice caracterizîndu-se prin fiabilitate ridicată și precizie mărită (fig.8)

Din punct de vedere funcțional sînt compuse dintr-un oscilator în 3 puncte de tip Hartley care oscilează pe o frecvență de 500 KHz. La apariția unui obiect metalic în fața bobinei oscilatorului ^{acesta} ieșe din oscilații ceea ce determină bascularea circuitului cu tranzistoarele T_3 , T_4 [2].

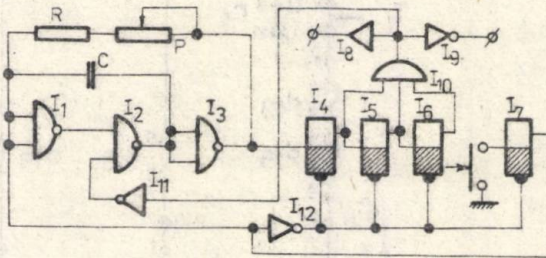


Fig. 7. Releu de timp. Schema de principiu

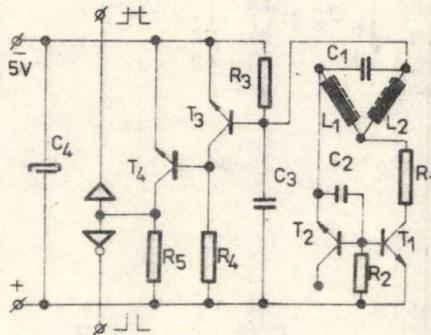


Fig. 8. Traductor de proximitate

Astfel că pe colectorul celui din urmă apare un nivel logic " 1 " (+ 5 V). Se observă că a fost îndeplinită condiția dată de funcția releu. Această ieșire este legată la un circuit inverter și altul operator care realizează contactul normal deschis respectiv închis.

Cu elementele prezentate a fost realizată schema funcțională respectîndu-se întocmai schema de bază cu elemente electromecanice clasice. Pentru exemplificare este prezentat un fragment din schema pe varianta clasică (fig.9) alături de schema cu noile componente în care s-au păstrat pentru evidențiere pe aceleași notații (fig.10).

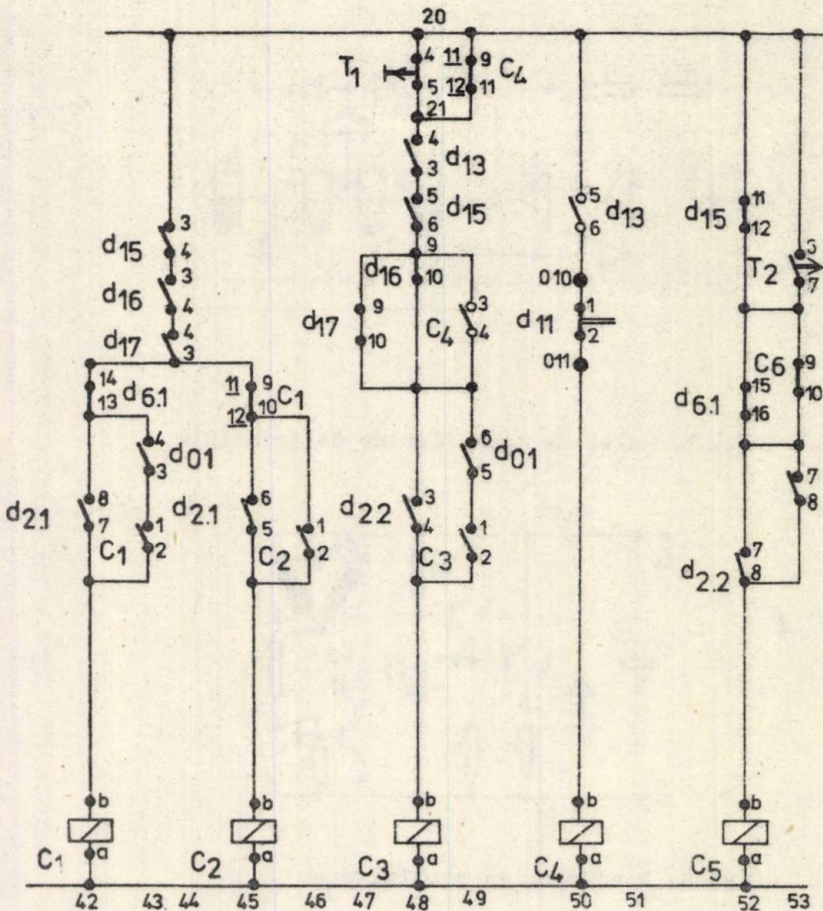


Fig. 9. Schema electromecanică a mașinii de împușcat miezuri H 16 - orizontală - detaliu

A fost reprezentată numai partea privind schema de comandă urmărindu-se realizarea fidelă a funcțiilor de schema originală pentru a se elimina necesitatea modificării ciclului mașinii precum și a echipamentului de execuție (electroventil).

Din experimentele făcute s-a constatat o îmbunătățire a funcționării mașinii precum și reducerea substanțială a timpilor

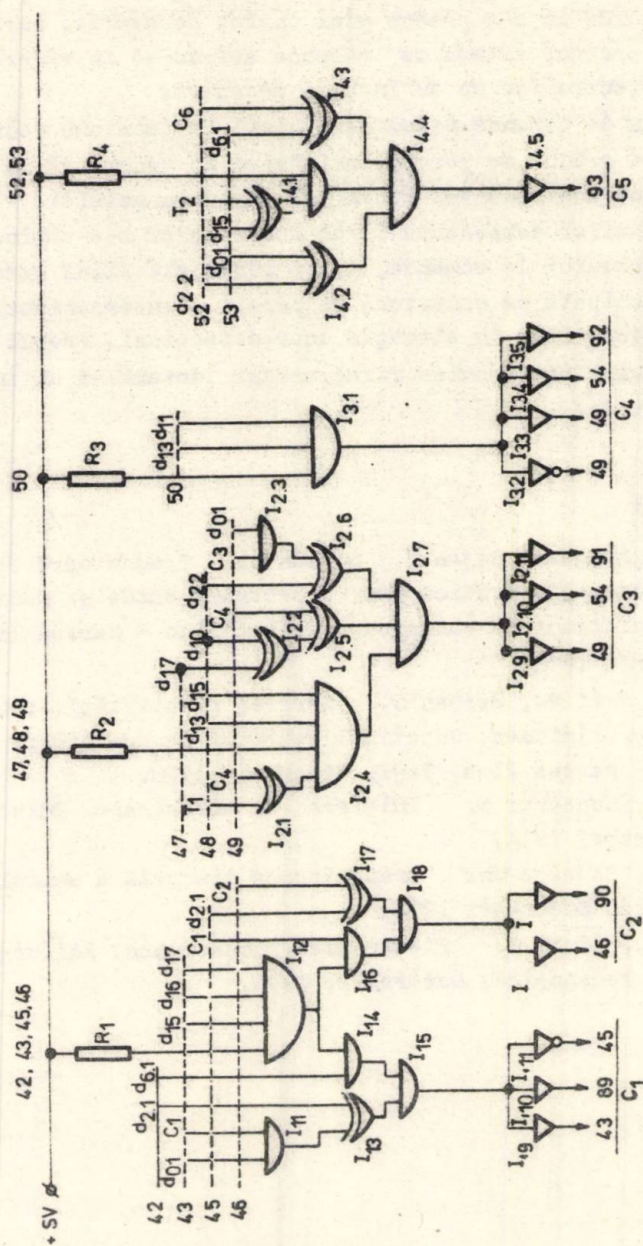


FIG. 10. Schema electronică a mașinii de împușcat miezuri H16 - orizontală.

Detaliu

de staționare pentru depanare avându-se în vedere că în tot timpul experimentului nu s-a produs nici un fel de avarie. Paralel cu aceasta a crescut viteza de răspuns avându-se în vedere că componentele electronice nu au inerție mecanică.

Toată schema de comandă fiind alimentată la tensiune redusă (+5V), s-a diminuat gradul de pericol avându-se în vedere că în vechea variantă tot echipamentul lucra la tensiunea rețelei.

Gabaritele noilor componente fiind foarte mici s-a obținut miniaturizarea tabloului de comandă, toate montajele fiind executate pe cartele echipate cu conectori ce permit o interschimbabilitate rapidă a blocurilor în situația unor defecțiuni. Prețul de cost al componentelor electronice fiind scăzut determină un înalt grad de rentabilitate.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Andreescu F., Luca V., Bejan V., Serban C. Traductoare electronice cu comutație statică pentru sectoare calde și medii explozive. Buletinul de comunicări științifice - partea II-a. Iași, decembrie 1978.
- [2] Andreescu F., Trif N., Serban C. Mărirea fiabilității traductoarelor de proximitate. Buletinul sesiunii de comunicări științifice - partea II-a, Iași, decembrie 1978.
- [3] Bernhard I., Knuppertz B. Inițiere cu tiristoare. Editura Tehnică București 1974.
- [4] Marghescu I., Bădescu Gh. Transmiterea discretă a semnalelor Editura Tehnică București 1978.
- [5] Constantin P., Bîrcă G. Electronică industrială. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1976.

ANDREESCU, F., SCOROBETIU, L., IOVANAS, R., SERBAN, C., POPESCU, R.

INLOCUIREA ECHIPAMENTULUI ELECTROMECHANIC CU ECHIPA-
MENT ELECTRONIC LA UTILAJELE DIN DOTAREA SECTOARELOR
CALDE

R e z u m a t

In sectoarele calde utilajul electromecanic clasic dă un randament scăzut datorită mediului bogat în praf, umezeală, factori corozivi precum și vibrațiilor. Prin înlocuirea acestuia cu un sistem bazat pe componente electronice se obține eliminarea tuturor inconvenientelor arătate, mărindu-se durata de viață și micșorându-se timpii de staționare necesari pentru depanare. Sistemul electronic de automatizare, echipat în totalitate cu componente electronice active și pasive de fabricație indigenă, a fost experimentat pe o mașină de împușcat miezuri de tip H 16 - orizontală. Intregul sistem a fost conceput și realizat de autori.

DIE ERSETZUNG DER ELEKTROMECHANISCHEN AUSRÜSTUNGEN MIT
ELEKTRONISCHEN AUSRÜSTUNGEN BEI DER WARMABTEILAUSSTA-
TTUNGEN

Z u s a m m e n f a s s u n g

Die klassische elektromechanische Ausrüstung aus den Wärmeabteilungen hat im allgemeinen wegen dem staubreichen, feuchten und korrosiven Medium einen niedrigen Wirkungsgrad. Durch die Ersetzung dieser Ausrüstung mit einer anderen, die mit elektronischen Komponenten arbeitet, werden alle genannten Nachteile beseitigt und ausserdem wird die Haltbarkeit vergrössert und die Standzeit für Ausbesserungen verkleinert. Das elektronische Automatisierungssystem, welches nur mit inländigen aktiven und passiven elektronischen Teilen hergestellt wurde, wurde auf einer horizontalen Kernschissmaschine Typ H 16 experimentiert. Das ganze System wurde von den Autoren erdacht und in Betriebgesetzt.

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINT
UNIVERSITATEA DIN BRASOV

Executat in cadrul sect.Reprografie

Tiraj: 200

Com.261/3.IX.1980





1988 DEC 26 1